

А.А. Пойда
Н.М. Хуторянский
В.Е. Кононов

ТЕПЛОВОЗЫ



**МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
УСТРОЙСТВО И РЕМОНТ**



А.А. Пойда
Н.М. Хуторянский
В.Е. Кононов

ТЕПЛОВОЗЫ

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. УСТРОЙСТВО И РЕМОНТ

УТВЕРЖДЕНО

Главным управлением учебными заведениями
Министерства путей сообщения СССР
в качестве учебника для технических школ
железнодорожного транспорта

ОДОБРЕНО

Ученым советом
Государственного комитета СССР
по профессионально-техническому образованию
в качестве учебного пособия
для средних профессионально-технических училищ



МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1988

ББК 39.235
П47
УДК 629.424.1.02(075)

Авторы книг: гл. I, VI, XXIV, — А. А. Пойда; гл. III, IV, V, XIII, XXVI, п. 30 гл. IX, п. 66 гл. XXI — Н. М. Хуторянский; гл. II, VII—XII, XIV—XXIII, XXV — В. Е. Кононов

Рецензенты: д-р техн. наук Н. М. Луков, канд. техн. наук Н. М. Каменев
Заведующий редакцией В. К. Терехов
Редактор Н. П. Киселева

Издается по просьбе книготорговых организаций

Пойда А. А. и др.

П47 Тепловозы: Механическое оборудование: Устройство и ремонт: Учебник для техн. школ / А. А. Пойда, Н. М. Хуторянский, В. Е. Кононов. — М.: Транспорт, 1988. — 320 с.: ил., табл.

ISBN 5-277-00067-4

Подробно описано устройство, работа и ремонт основных агрегатов и сборочных единиц тепловозов типа ТЭ10, ТЭП70 и ТЭМ2; дизелей и их систем (топливной, масляной, воздухо-снабжения), охлаждающих устройств, приводов вспомогательных машин и агрегатов, рам и кузовов, ударно-тяговых приборов, тележек, песочной и противопожарной систем. Приведены основы организации ремонта. Учебное пособие может быть использовано при профессиональном обучении рабочих на производстве

П 3602030000-184 — без объявл.
049(01)-88

ББК 39.235

ISBN 5-277-00067-4

© Издательство «Транспорт», 1986

Раздел 1. ОСНОВЫ УСТРОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЗОВ

Глава 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВОЗАХ

1. СССР — родина тепловоза

Работа над созданием дизельных локомотивов началась еще в конце прошлого века такими видными русскими учеными, как: В. И. Гриневецкий, Я. М. Гаккель, Ю. В. Ломоносов, А. Н. Шелест, К. А. Шишкин и др., однако до 1917 г. были разработаны только проекты тепловозов и дизелей для них. В 1912 г. была издана брошюра профессора Вышего технического училища (МВТУ) Гриневецкого В. И., в которой доказывалась бесспорная целесообразность применения наряду с паровозами тепловозной тяги на железных дорогах России.

Ознакомившись с материалами по дизельным локомотивам, Владимир Ильич Ленин рекомендовал специалистам безотлагательно приступить к созданию мощных тепловозов для грузового и пассажирского движения. Историческим документом, положившим начало глубокому и всестороннему теоретическому изучению и практическому осуществлению строительства тепловозов, явилось постановление Совета Труда и Оборона от 4 января 1922 г., которым подчеркивалась особо важная роль этого вида тяги в деле оздоровления железнодорожного транспорта и восстановления всего народного хозяйства. Совещание Высшего Совета народного хозяйства (ВСНХ) СССР от 30 января 1922 г. под председательством Ф. Э. Дзержинского постановило немедленно приступить к постройке тепловозов. Были отпущены средства на строительство тепловоза системы проф. Гаккеля Я. М. в СССР и трех тепловозов по проектам советских инженеров за границей. Постройка одновременно четырех мощных

(от 736 до 890 кВт) опытных тепловозов с принципиально разными системами передачи дала возможность выбора лучшей конструкции тепловоза для серийной постройки. Тепловоз системы Гаккеля Я. М. Щ^{эл}-1 (736 кВт), построенный ленинградскими заводами в 1924 г., был первым мощным магистральным тепловозом во всем мире (в Америке первый грузовой тепловоз был построен только в 1937 г.). Тепловоз Щ^{эл}-1 имел экипаж тележечного типа, электрическую передачу, опорно-осевую подвеску электродвигателей, замкнутую систему холодильника. В 1925 г. начались опытные поездки второго тепловоза с электрической передачей Э^{эл} ($N_e=790$ кВт), построенного в Германии по проекту, разработанному советскими инженерами под руководством Ю. В. Ломоносова, а в 1926 г. Э^{мх}-3 ($N_e=890$ кВт). Тепловоз Э^{мх}-3 имел к.п.д. 30—31 %, т. е. выше, чем современные тепловозы (27—30 %), но механическая передача оказалась ненадежной для тепловоза такой мощности.

Постройка тепловозов была организована на Коломенском заводе, электрическое оборудование поставляли Московский завод «Динамо» и Харьковский электромеханический завод. С 1930 по 1937 г. Коломенский завод построил несколько десятков тепловозов, которые удовлетворительно работали на Ашхабадской дороге. В марте 1937 г. Народный комиссариат путей сообщения (НКПС) прекратил заказы на тепловозы, заменив их паровозами с конденсацией пара серии СО^к. Тепловозостроение в СССР возобновилось только в 1946 г. в более широком масштабе. Первоначально на Харьковском заводе им. Малышева,

где с 1947 г. строились тепловозы ТЭ1 мощностью 736 кВт, а позже тепловозы ТЭ2 и ТЭ3 мощностью 1470 кВт и 2840 кВт в двух секциях, а также тепловозы ТЭ10 мощностью 2206 кВт. Харьковский завод строил также дизели для этих тепловозов и все механическое оборудование.

Особенно большое развитие тепловозная тяга получила после XX съезда КПСС (1956 г.), когда было признано необходимым на железнодорожном транспорте заменить паровозы электровозами и тепловозами. В 1960 г. Коломенский завод начал строить пассажирские тепловозы ТЭП60 с оригинальной, хорошо себя зарекомендовавшей, экипажной частью. В конце 1960 г. Харьковский завод им. Малышева прекратил строить тепловозы. Основным заводом по постройке тепловозов стал Ворошиловградский, дизели которому поставляли Харьковский и Коломенский заводы. Брянский завод специализировался на маневровых тепловозах ТЭМ1 и ТЭМ2, а Людиновский завод начал выпускать маневровые тепловозы ТГМ3 с гидравлической передачей, а также тепловозы для узкой колеи ТГ16. Позднее он приступил к выпуску маневрово-вывозных тепловозов ТЭМ7 мощностью 1480 кВт с электрической передачей. С 1972 г. Ворошиловградским тепловозостроительным заводом стали выпускаться тепловозы 2ТЭ116 с четырехтактными дизелями типов Д49 и Д70 (в основном с дизелями типа Д49, с дизелями типа Д70 — лишь несколько тепловозов), с передачей переменного тока и бесчелюстными тележками. В 1973 г. Коломенский тепловозостроительный завод построил пассажирский тепловоз ТЭП70 с дизелем Д49 мощностью 2940 кВт, который постепенно должен вытеснить тепловоз ТЭП60.

Учитывая достаточную устойчивость экипажной части тепловозов 2ТЭ116, завод приступил в 1975 г. к серийному выпуску тепловозов 2ТЭ10В с бесчелюстными тележками взамен тепловозов 2ТЭ10Л. Позднее на базе тепловоза 2ТЭ10В были построены тепловозы 2ТЭ10М и 3ТЭ10М с некоторыми

изменениями в электрической схеме и схеме автоматики.

Темпы выпуска тепловозов быстро возрастали. Так, если в 1956 г. была выпущена 161 секция, то в 1960 г. уже 1303 секции. Только за годы десятой пятилетки (1976—1980 гг.) транспорт получил 5300 секций магистральных тепловозов и 2370 маневровых. Перевод железных дорог на тепловозную тягу также бурно возрастал. Если в 1940 г. тепловозный полигон составлял 335 км, то в 1959 г.—3100 км, а в 1970 г.—76 000 км. Уже в 1975 г. электровозами и тепловозами выполнялось 99,6 % объема перевозок, из них 49 % тепловозами. Около 88 % маневровой работы выполнялось тепловозами. К своему 60-летнему юбилею (1984 г.) тепловозы работали на 96 000 км (на 67 %) стальных магистралей, осваивая 42 % грузооборота и выполняя всю маневровую работу.

За 60 лет в нашей стране было спроектировано и построено более 65 серий тепловозов. На железных дорогах работают 14 серий магистральных и 28 серий маневрово-промышленных тепловозов с электрической и гидродинамической передачами. Тепловозы, построенные на заводах Советского Союза, работают на железных дорогах многих социалистических, а также развивающихся стран. Ученые, конструкторы, инженеры продолжают работать над созданием более мощных магистральных и маневровых тепловозов, которые имели бы повышенную экономичность и эксплуатационную надежность.

2. Основные сведения об устройстве и работе тепловозов

Тепловозом называется локомотив, у которого в качестве первичной энергетической установки применен двигатель внутреннего сгорания — дизель. В отличие от электровоза тепловоз — автономный локомотив, так как энергия для приведения колес в движение вырабатывается непосредственно на локомотиве. У электровоза она поступает от контактной сети.

Производящий механическую энергию дизель назван так в честь его изобретателя немецкого ученого Рудольфа Дизеля. В отличие от обычных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания воспламенение топлива в дизеле происходит не от электрической искры, а оно самовоспламеняется в нагретом до высокой температуры воздухе при его сжатии. Сгорание топлива в цилиндрах дизеля обусловлено наличием кислорода, содержащегося в воздухе, поступающем в цилиндры дизеля. Чтобы получить возможно большую мощность в цилиндрах дизеля, не прибегая к увеличению их объема, воздух в цилиндры нагнетают под давлением выше атмосферного, т. е. осуществляют наддув с помощью механических или турбинных нагнетателей. Превращение полученной в цилиндрах дизеля тепловой энергии в механическую осуществляется посредством шатунно-кривошипного механизма, состоящего из поршня, шатуна и колена (кривошипа) коленчатого вала.

Чтобы дизель мог нормально работать, на тепловозе предусмотрены обслуживающие его системы: топливная, воздухообеспечения, водяная и масляная. Топливная система имеет бак, трубопроводы с фильтрами грубой и тонкой очистки, топливоподкачивающий насос, насосы высокого давления и топливопрыскивающие форсунки. Система воздухообеспечения состоит из воздухозаборных фильтров, охладителей воздуха, газотурбинных или механических нагнетателей, обеспечивающих подачу очищенного воздуха под повышенным давлением в воздушные коллекторы и далее в цилиндры дизеля. Водяная система служит для охлаждения стенок цилиндров, нагреваемых теплом, выделяющимся при сгорании топлива. Чтобы успешно отводить тепло от стенок цилиндров дизеля, на тепловозе предусмотрено охлаждающее устройство. Водяные полости между цилиндрами и рубашками соединены трубопроводами с трубчатыми радиаторами. Для обеспечения циркуляции воды в системе установлены водяные насосы. Проходящая по трубкам радиаторов вода охлаждается

воздухом, подаваемым через секции радиаторов специальными вентиляторами. Регулируя подачу воздуха через секции радиаторов, поддерживают температуру охлаждающей жидкости на определенном уровне. Масляная система служит для смазывания трущихся деталей дизеля. Так как масло одновременно охлаждает такие узлы, как поршни, работающие при высоких температурах, то его необходимо охлаждать. Для этого в масляной системе предусмотрены насосы, обеспечивающие циркуляцию масла между дизелем и холодильным устройством. В качестве охлаждающего устройства используются либо масловоздушные радиаторы, либо водомасляные теплообменники. В систему включены также маслопрокачивающие насосы, фильтры грубой и тонкой очистки масла.

Для получения сжатого воздуха, необходимого для питания тормозной системы, а также для электропневматической системы управления механизмами и аппаратами, на тепловозе установлен компрессор. Привод компрессора и других вспомогательных машин осуществляется от вала дизеля через раздаточный редуктор. На некоторых тепловозах для привода компрессора (и других машин) используют электродвигатели.

На тепловозе имеется аккумуляторная батарея, запас электрической энергии которой используется для пуска дизеля (раскрутки коленчатого вала), а также для питания цепей управления и освещения тепловоза. При работающем дизеле эти функции (кроме пуска) выполняет вспомогательный электрический генератор. Он также служит для заряда аккумуляторной батареи.

Дизель устойчиво может работать при частоте вращения коленчатого вала не ниже определенного предела — $(0,3 \div 0,4)n_{ном}$. Весь диапазон частоты вращения (от минимальной до номинальной, т. е. максимальной) разбит на градации (позиции). С набором очередной позиции контроллера машиниста увеличивается подача топлива в цилиндры дизеля, в соответствии с этим растут частота вращения коленчатого вала n и мощность дизеля

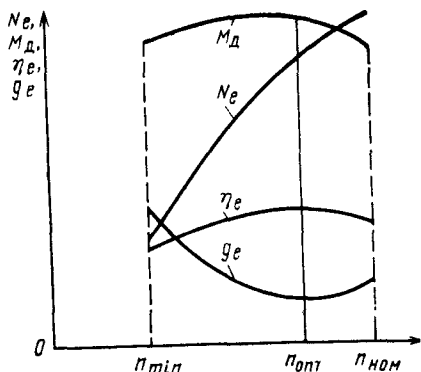


Рис. 1. Внешние характеристики дизеля: M_d — вращающий момент на валу; N_e — эффективная мощность; η_e — эффективный к. п. д.; g_e — удельный расход топлива

N_d (рис. 1). Работу дизеля на нулевой позиции называют *режимом холостого хода*, на последней — *номинальным режимом*, а на промежуточных позициях — *частичными режимами*.

При работе на определенной позиции мощность дизеля остается постоянной, практически постоянным остается и вращающий момент на коленчатом валу. В то же время для вращения колесных пар необходимо изменять вращающий момент в зависимости от условий движения. Например, при трогании с места тяжелого состава для реализации большой силы тяги необходимо к колесным парам приложить вращающий момент, значительно (в 4—5 раз) больший, нежели момент на коленчатом валу дизеля. И, наоборот,

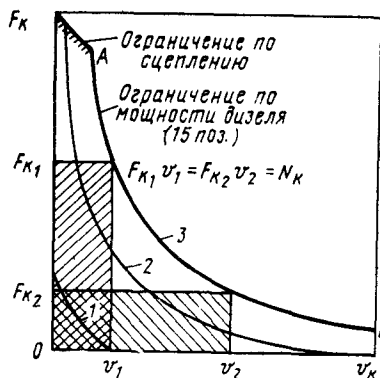


Рис. 2. Тяговые характеристики тепловоза: 1 — на 1-й позиции контроллера; 2 — на промежуточной; 3 — на последней позиции (внешняя характеристика)

рот, в процессе движения поезда для поддержания необходимой рабочей скорости не требуется большого вращающего момента и он может оказаться меньшим, чем момент на валу дизеля. В силу этих обстоятельств непосредственно передавать вращающий момент от дизеля колесным парам не представляется возможным. Для того чтобы приспособить дизель для условий тяги, на тепловозе предусматривают специальное устройство — передачу. Она должна обеспечивать автоматическое регулирование тягового момента (силы тяги) в соответствии со скоростью и профилем пути при наиболее полном использовании мощности дизеля.

Известно, что мощность, реализуемая на тягу (касательная мощность N_k), равна произведению силы тяги тепловоза на скорость движения. Так как у тепловоза мощность силовой установки при определенной позиции контроллера постоянна, то произведение силы тяги F_k на скорость v будет также постоянным $F_k v = N_k = \text{const}$. Из соотношения следует, что при изменении скорости соответствующим образом будет изменяться сила тяги, и если построить зависимость силы тяги от скорости (тяговую характеристику), она будет иметь вид гиперболы (рис. 2). Понятно, что выполнение условия $F_k v = \text{const}$ может быть обеспечено только в определенном интервале (от точки А до точки В). Максимальное значение силы тяги ограничивается силой сцепления колесных пар с рельсами, а максимальное значение скорости — условиями безопасности. Таким образом, в условиях, когда дизель имеет постоянную частоту вращения и неизменяющийся вращающий момент, а колесные пары частоту вращения от нуля до определенного максимального значения, от передачи требуется непрерывное плавное изменение передаточного отношения, и это изменение должно совершаться автоматически в соответствии с требуемой силой тяги тепловоза.

Кроме этого, передача должна обеспечивать возможность отсоединения дизеля от тяговой нагрузки (от колесных пар) и реверсирования движения

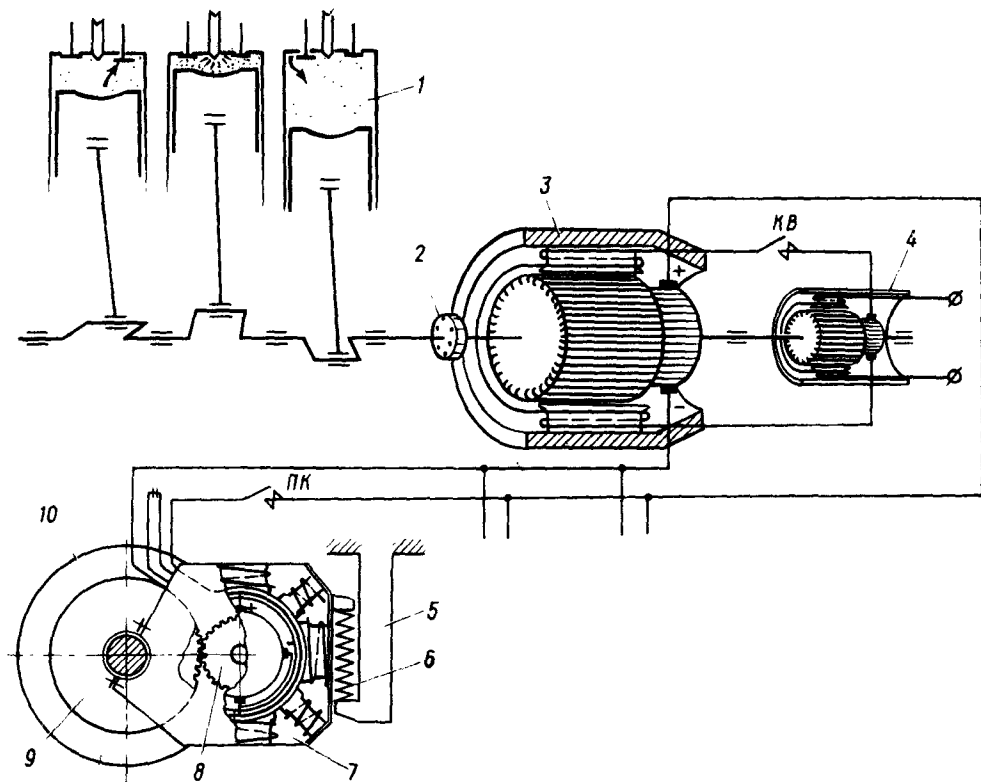


Рис. 3. Схема передачи мощности от дизеля колесным парам при электрической передаче: 1 — дизель; 2 — соединительная муфта; 3 — тяговый электрический генератор; 4 — возбудитель генератора; 5 — рама тележки; 6 — пружинная подвеска двигателя на раме тележки; 7 — тяговый электродвигатель; 8 — шестерня; 9 — зубчатое колесо; 10 — колесная пара; КВ — контактор возбуждения; ПК — поездной контактор

тепловоза. На тепловозах применяются только два типа передач — гидромеханическая и электрическая. Механическая передача на тепловозах распространения не получила из-за невозможности создать многоступенчатую коробку передач небольших размеров для тепловоза большой мощности. Она применяется только на мотовозах и автодрезинах.

Гидромеханическая передача применяется на некоторых маневровых тепловозах и дизель-поездах мощностью до 1000 кВт. Передача мощности осуществляется с помощью гидравлических аппаратов (гидромуфт и гидротрансформаторов) и механических звеньев (зубчатых редукторов и карданных валов). Гидропередача компактна, имеет сравнительно малую массу, низкий расход цветных металлов, но к.п.д. ее невелик (около 75 %).

Электрическая передача получила наибольшее распространение. Она состоит из тягового генератора с возбудителем, тяговых электродвигателей и зубчатых редукторов (рис. 3). Вал генератора подсоединен к колечному валу дизеля. В нем механическая энергия дизеля преобразуется в электрическую. Тяговые электродвигатели размещены в тележках непосредственно возле колесных пар. Подведенный по кабелям электрический ток от генератора вращает валы электродвигателей — электрическая энергия превращается снова в механическую. Валы двигателей и оси колесных пар связаны между собой зубчатыми передачами. Таким образом, вращающий момент от двигателей передается колесным парам. Так как колесные пары прижаты к рельсам массой тепловоза, то между ними и рельсами возникает сцепление, благодаря которому колес-

ные пары перекатываются вдоль рельсов, перемещая за собой тележки, а те в свою очередь — кузов тепловоза. Размещенная в раме кузова автосцепка передает тяговое усилие на состав.

Если переданный на колесную пару тяговый момент превысит момент от силы сцепления колесной пары с рельсами, произойдет срыв сцепления, т. е. начнется буксование. Поэтому основной закон локомотивной тяги гласит: сила тяги не должна превышать силу сцепления колес с рельсами. Регулирование тягового момента (силы тяги) осуществляется электрическими машинами. Известно, что вращающий момент на валу электродвигателя зависит от размеров двигателя, учитываемых постоянной C , силы тока в обмотках якоря I_a и магнитного потока Φ , создаваемого обмотками возбуждения на полюсах двигателя

$$M_{кр} = CI_a\Phi.$$

Передаваемый на колесную пару момент двигателя, увеличенный в i раз (передаточное число редуктора), направлен на образование силы тяги. Таким образом, тяговый момент и сила тяги зависят от тока, протекающего по двигателю, т. е. чтобы получить большую силу тяги, нужно по двигателю пропускать большой силы ток. Известно, что мощность электрической машины равна произведению силы тока на напряжение (IU), и если мощность ее постоянна (а она постоянна), то при увеличении значения одного множителя другой должен уменьшаться. Так оно и получается. При трогании с места, когда требуется большая сила тяги, на двигатели подается большой ток, а напряжение мало. С увеличением скорости тепловоза растет частота вращения колесных пар и связанных с ними зубчатой передачей якорей тяговых двигателей. С ростом частоты вращения якорей двигателей растет на их зажимах напряжение. В силу постоянства произведения силы тока на напряжение сила тока соответственно будет уменьшаться. В случае вступления поезда на подъем из-за возросшего сопротивления движению скорость поезда умень-

шается, соответственно уменьшается и напряжение на зажимах двигателя, а сила тока возрастает, что приведет к увеличению силы тяги. Таким образом, благодаря электрическим машинам с последовательным возбуждением осуществляется автоматическое регулирование силы тяги локомотива.

На тепловозах со сравнительно небольшой мощностью дизеля применяют генераторы постоянного тока. При увеличении мощности свыше 2000 кВт габаритные размеры генераторов резко увеличиваются, поэтому применяют более компактные и надежные синхронные генераторы переменного тока с выпрямительной установкой. В этом случае передачу называют передачей на переменном-постоянном токе.

3. Техничко-экономические показатели тепловозов

Тепловоз отвечает основным требованиям современного локомотива: он автономен, может работать на маневрах, с грузовыми и пассажирскими поездами, с путевыми машинами, снегоочистителями, обеспечивая необходимую силу тяги, мощность и скорость. Коэффициент полезного действия тепловоза составляет 27—30%. Из отдельных секций тепловоза можно сформировать тепловоз любой практически необходимой мощности, управляемый с одного поста с использованием полной силы тяги каждой секции. Имея такой мощный локомотив, способный развивать большую силу тяги и необходимую скорость, можно значительно повысить массу поезда, ускорить оборот вагонов и увеличить пропускную и провозную способность железных дорог без значительных капитальных затрат.

Тепловоз всегда готов к работе. Для пуска дизеля и приведения в действие тепловоза требуется не более одной минуты. Обычно тепловоз имеет два поста управления, расположенные в противоположных концах, поэтому ему не нужны поворотных устройств.

Большой технико-экономический эффект дает применение тепловозной

тяги при маневровой работе. Тепловоз на маневрах может работать по 7—10 сут без экипировки, так как на маневровый тепловоз мощностью 736 кВт расходуется в час не более 20 кг жидкого топлива. Коэффициент полезного действия тепловоза даже в условиях маневровой работы составляет 22—24 %.

Несмотря на то, что в нашей стране широко ведется работа по электрификации железных дорог, тепловоз как локомотив не «сойдет со сцены», как это случилось в свое время с паровозом. Прежде всего потому, что тепловоз имеет самый высокий к.п.д., который еще будет повышаться при совершенствовании конструкции дизелей и передач. Кроме того, автономность тепловоза делает его незаменимым на маневровой работе, особенно на подъездных путях промышленных предприятий. Электрификация железнодорожных линий требует больших капитальных затрат, которые окупаются только при условии, если электрифицированный участок имеет высокую грузонапряженность. Поэтому основными тепловозными полигонами остаются дороги со сравнительно небольшим грузооборотом, а также участки, где по каким-либо причинам электрификация невыгодна.

4. Классификация и обозначение серий тепловозов

Тепловозы классифицируются: по роду службы (грузовые, пассажирские, маневровые и маневрово-вывозные, а также промышленного транспорта); по числу секций (односекционные,

двухсекционные, трехсекционные, четырехсекционные); по типу передачи (с электрической постоянного или переменного тока и гидромеханической); по типу экипажной части (тележечные и с жесткой рамой); по ширине колеи (нормальной или широкой 1520 мм и узкой от 600 до 1100 мм); по числу осей (восьмиосные, шестиосные, четырехосные, трехосные, двухосные).

Тип экипажа тепловоза определяет его осевая характеристика, отражающая число, расположение и назначение осей (колесных пар). Для тепловозов тележечного типа осевая характеристика представляет собой сочетание цифр, число которых указывает на число тележек в экипаже, а каждая цифра — число осей (колесных пар) в тележке.

В осевых характеристиках (рис. 4) индексы «0» указывают на обмоторенные оси, знаки «—» и «+» показывают, что в первом случае тележки не спарены (несочленены) между собой, а во втором — сочленены, числа 2 и 1 в осевой характеристике тепловоза ЭЭл указывают на наличие у него двух бегунковых осей и одной поддерживающей.

Для локомотивов, работающих на отечественных, а также зарубежных железных дорогах, установлены определенные габаритные ограничения, определяемые габаритами Т, 1Т (для тепловозов СССР) и 02Т (для тепловозов, предназначенных на экспорт). Наиболее распространенный габарит 1Т имеет наибольшую предельную ширину 3400 мм и высоту 5300 мм. Действительные допускаемые предельные значения высоты и ширины кузова имеют меньшие значения, учитываю-

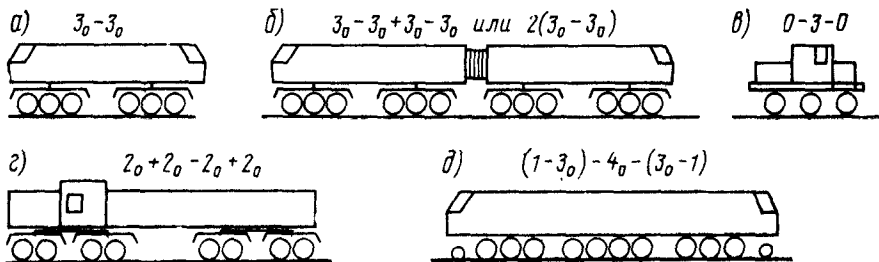


Рис. 4. Схемы экипажей тепловозов и их обозначение:

а - ТЭП70 и ТЭП160; б - 2ТЭ10М и 2ТЭ116; в - ТЭМ1; г - ТЭМ7; д - ЩЭЛ-1

щие возможные смещения тепловоза в эксплуатации.

Серии тепловозов, т. е. группы тепловозов, построенных по одним и тем же проектам, принято обозначать сочетанием заглавных букв и цифр. Как правило, обозначение серии начинается с буквы Т (тепловоз). Вторая буква указывает на тип передачи (Э — электрическая, Г — гидравлическая). Третья буква обычно говорит о назначении тепловоза (П — пассажирский, М — маневровый). Цифры указывают номер серии тепловоза. По ним можно определить также и завод-изготовитель. Например, номера серий от 1 до 49 отведены магистральным тепловозам, спроектированным Харьковским заводом транспортного машиностроения им. Малышева, номера от 50 до 99 присваиваются тепловозам ПО «Коломенский завод», а номера свыше 100 — тепловозам ПО «Ворошиловградтепловоз».

Цифра перед буквенным обозначением указывает на число секций многосекционного тепловоза. Буква после номера серии указывает либо на модернизированный вариант (ЗТЭ10М), либо на завод-изготовитель, если первоначальный вариант тепловоза был изготовлен другим заводом (2ТЭ10Л, 2ТЭ10В — Луганск, Ворошиловград).

Для упрощения ведения технической документации и использования ее при разработке программ для ЭВМ в Министерстве путей сообщения разработана единая система цифрового обозначения тягового подвижного состава.

Структура единой системы цифрового обозначения, состоящего из семи знаков, позволяет по первому знаку определить вид подвижного состава (пассажирский вагон — 0, тяговый и специальный подвижной состав — 1, грузовой вагон — 2—9). Семизначная часть нового номера кодирует основные эксплуатационно-технические признаки подвижного состава, род его службы, серию и т. д. При этом для многосекционных локомотивов учитывается возможность их переформирования в эксплуатации и поэтому предусматривается цифровое обозначение каждой секции отдельно.

Второй знак кодируемого обозначения показывает тип подвижного состава: 0 — паровозы, 1 — электровозы односекционные, 2 — электровозы многосекционные, 3, 4 — электропоезда и электротрассекции, 5 — тепловозы односекционные, 6 — тепловозы многосекционные, 7 — дизель-поезда и автомотрисы, 8 — мотовозы, 9 — путевые машины.

Третий знак характеризует подвижной состав по роду службы (пассажирская, грузовая, маневровая, специальная), по типу тяговой передачи (электрическая, гидравлическая), по роду тока (постоянный, переменный, двойного питания). Так, тепловозы односекционные пассажирские имеют знак — 0, грузовые — 1, маневровые с электрической передачей с 2 по 6, маневровые с гидравлической передачей — с 7 по 9, также и многосекционные пассажирские тепловозы имеют знак — 0, а грузовые с 1 по 9.

Четвертый знак отдельно или в ряде случаев (при значительном числе объектов) в сочетании с третьим обозначает серию.

Пятый, шестой и седьмой знаки информации не содержат и служат для образования номера тяговой единицы. Восьмой знак (контрольный) используется для проверки правильности считывания и занесения в документы номера подвижного состава.

У тех серий локомотивов, число которых превышает тысячу единиц, для образования номера используют четвертый знак. При этом к числу, обозначающему серию локомотива, прибавляют число тысяч порядкового номера. Например тепловоз ТЭЗ № 791 будет иметь обозначение 1610791, а № 4791 — 1614791.

Глава II УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЗОВ

5. Магистральные тепловозы

Основными магистральными тепловозами, выполняющими значительную долю перевозочной работы, являются грузовые тепловозы ТЭЗ, 2М62, 2ТЭ10Л, 3ТЭ10М, 2ТЭ10М (2ТЭ10В), 2ТЭ116 и пассажирские ТЭП10, ТЭП60 и ТЭП70. Тепловозы ТЭЗ, в недавнем

прошлом выполнявшие до 40 % перевозочной работы, сняты с производства, но продолжают еще работать. После замены выработавших свой ресурс дизелей они могут с успехом обслуживать малодейственные участки. Часть их передана промышленности для работы на подъездных путях.

а часть модернизирована в трехсекционный локомотив 3ТЭ3.

Тепловоз 2ТЭ10Л также был снят с производства и взамен его выпускался тепловоз 2ТЭ10В с усовершенствованной экипажной частью. Затем на базе тепловоза 2ТЭ10В был построен модернизированный его вариант — 2ТЭ10М, являющийся основной модификацией тепловозов этого типа. Обе модификации по механическому оборудованию практически не отличаются друг от друга. Имеются некоторые отличия по электрической схеме, по системе автоматического регулирования температуры теплоносителей, по объединенному регулятору частоты вращения и мощности и некоторые другие.

Тепловоз 2ТЭ116 имеет одинаковую с тепловозами 2ТЭ10В и 2ТЭ10М экипажную часть (тележки, опорно-возвращающие устройства, кузов). Но в отличие от тепловозов типа ТЭ10 имеет четырехтактный V-образный дизель типа Д49, электрическую передачу переменного тока, электрический привод вспомогательных агрегатов и некоторые другие особенности.

Тепловоз 2М62 по экипажной части аналогичен тепловозу ТЭ3, имеет одинаковую с ним мощность и предназначен для вождения грузовых и пассажирских поездов на участках с относительно легким строением пути. В качестве силовой установки тепловоз имеет V-образный двухтактный дизель марки 14Д40. Передача мощности — электрическая на постоянном токе. Вода охлаждается в водовоздушных радиаторах, а масло — в водомасляных теплообменниках. Тепловоз имеет четыре кабины. В смежных нерабочих кабинах, объединенных переходным тамбуром, пульты управления и другое оборудование сняты.

Тепловоз ТЭП60, являвшийся основным пассажирским локомотивом, уступает место более мощному тепловозу ТЭП70, способному водить пассажирские поезда большей массы и с большей скоростью. Тепловоз ТЭП70 имеет дизель типа Д49, передачу переменного тока. Экипажная часть первых семи тепловозов ана-

логична экипажной части ТЭП60, а остальных — унифицирована с экипажной частью тепловоза ТЭП75.

Тепловозы ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М, 2ТЭ10В в качестве силовой установки имеют дизель 10Д100, выполненный на базе 2Д100 и форсированный за счет двухступенчатого турбонаддува и охлаждения наддувочного воздуха до 2200 кВт, а также электрическую передачу постоянного тока. Дизели типа Д100 непрерывно совершенствовались. Усилен блок цилиндров дизеля, коленчатые валы стали изготавливать из высокопрочного чугуна взамен серого легированного, увеличен диаметр шейки вала под antivibrator, введена упрочняющая накатка галтелей, эластичная муфта вертикальной передачи заменена торсионным валом, применены бесшпильные поршни и бесканавочные вкладыши подшипников коленчатого вала, осуществлен параллельный подвод масла к коленчатым валам. На дизелях 10Д100 внедрен объединенный регулятор частоты вращения и мощности дизеля, усовершенствованы системы очистки воздуха, топлива и масла.

Тепловоз 2ТЭ10М(В). После усовершенствования тепловоза 2ТЭ10Л путем установки бесчелюстных тележек и некоторых новых элементов главной рамы и кабины локомотив получил обозначение вначале 2ТЭ10В, а затем 2ТЭ10М (рис. 5). В средней части тепловоза на общей раме смонтированы дизель 7 и генератор 6 постоянного тока. Нижний коленчатый вал дизеля соединен с генератором полужесткой муфтой.

Пуск дизеля электрический — от аккумуляторной батареи 32, расположенной в четырех ящиках под полом по обеим сторонам дизеля. Ток от аккумуляторной батареи поступает в пусковую обмотку, расположенную на главных полюсах тягового генератора, который начинает работать в режиме электродвигателя. При достижении определенной частоты вращения коленчатого вала в цилиндрах происходит вспышка топлива, и дизель начинает работать. В это время поступление тока в пусковую обмотку генера-

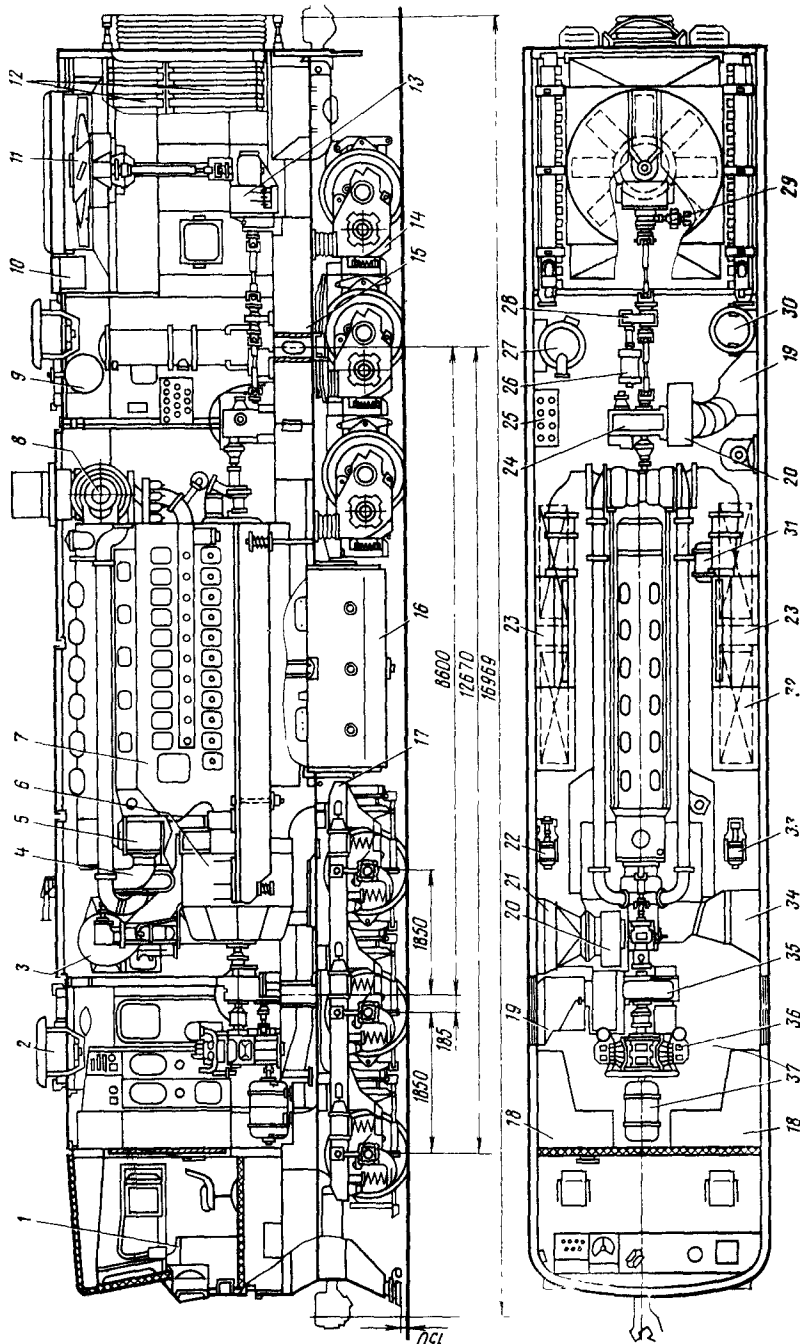


Рис. 5. Телловоз 2Т210М.

1 — пульт управления в кабине машиниста; 2 — вентилятор кузова; 3 — вентилятор охлаждения тягового генератора; 4 — нагнетатель второй ступени; 5 — воздухоохладитель; 6 — тяговый генератор; 7 — дизель; 8 — турбокомпрессор; 9 — резервуар противопожарной установки; 10 — бак водяной; 11 — колесо вентиляционное; 12 — секция охлаждающие; 13 — гидропривод вентилятора; 14 — тяговый электродвигатель; 15 — рама телловоза; 16 — бак топливный; 17 — следя; 18 аппаратурные камеры; 19, 21 — каналы забор воздуха для охлаждения тяговых электродвигателей и генератора; 20 — вентилятор охлаждения электродвигателей передней и задней тележек; 22 — маслопрокачивающий агрегат; 23 — воздухоочиститель; 24 — редуктор распределительный задний; 25 — фильтр грубой очистки масла; 26 — синхронный подвозбудитель; 27 — теплообменник; 28 — редуктор привода синхронного подвозбудителя; 29 — гидропривод вентилятора; 30 — фильтр тонкой очистки масла; 31 — топливоподогреватель; 32 — батарея аккумулятора; 33 — топливнонакачивающий насос; 34 канал выпускной охлаждения тягового генератора; 35 — редуктор распределительный передний; 36 — компрессор; 37 — двухмашинный агрегат

тора автоматически прекращается и он переходит на режим тягового генератора. Электрическая энергия, вырабатываемая тяговым генератором, по кабелям поступает к тяговым электродвигателям 14. Вращение якоря передается через тяговую зубчатую передачу колесной паре тепловоза.

Воздух из атмосферы через два (по одному с каждой стороны дизеля) воздухоочистителя (фильтры непрерывного действия) поступает в два автономных, параллельно работающих, турбокомпрессора 8 типа ТК234Н-04С (первая ступень сжатия), где давление воздуха повышается до 0,17 МПа. Из турбокомпрессоров сжатый воздух идет в нагнетатель 4 центробежного типа (вторая ступень сжатия), где он дополнительно сжимается до давления 0,22 МПа и при этом температура его повышается примерно до 130 °С. Для снижения температуры воздух из нагнетателя идет в два параллельно работающих водяных воздухоохладителя 5, расположенных с обеих сторон дизеля. Воздух охлаждается до 65 °С, затем направляется в воздушный коллектор, а дальше в цилиндры дизеля.

Турбокомпрессоры приводятся в действие энергией обработанных газов, а нагнетатель второй ступени приводится в действие от верхнего вала через механический редуктор.

Для питания тормозной сети и электропневматических аппаратов сжатым воздухом на тепловозе установлен двухступенчатый воздушный компрессор 36 типа КТ7, приводимый в действие от вала тягового генератора через передний распределительный редуктор 35 и пластинчатую муфту. От этого редуктора через карданные валы и промежуточную опору приводится в действие двухмашинный агрегат 37, а через гидромфту, смонтированную в корпусе переднего редуктора 35,— вентилятор 20 охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки.

Задний распределительный одноступенчатый редуктор 24 приводится в действие от вала дизеля через пластинчатую муфту. От редуктора 24 вращение передается вентилятору 20 охлаждения тяговых электродвигате-

лей задней тележки, масляному насосу центробежного фильтра, а через карданные валы гидроприводу 13 вентиляторного колеса 11. Редуктор 28 через сдвоенную упругую муфту передает вращение вала синхронного подвозбудителя 26.

Для циркуляции воды в системах охлаждения на переднем торце дизеля смонтированы два водяных насоса, приводимых в действие от вала дизеля. Водяной бак 10 разделен перегородкой на две части—одна вместимостью 0,106 м³, другая—0,230 м³. Бак служит запасным резервуаром, из которого пополняется водяная система по мере утечки воды во время работы дизеля.

Смазывание трущихся деталей дизеля принудительное от шестеренного масляного насоса. При этом масло для смазывания трущихся деталей дизеля и охлаждения поршней циркулирует между дизелем и водомасляным теплообменником 27. Для прокачки масла через дизель перед его пуском на раме тепловоза около дизеля установлен маслопрокачивающий агрегат 22. Из картеров распределительных редукторов масло откачивается насосами в поддизельную раму. Масло, поступающее в дизель, очищается фильтрами трех типов: грубой очистки 25, тонкой очистки 30 и центробежным. Для хранения масла на тепловозе нет специальных баков, оно находится в масляной системе и в картере дизеля. Во время остановки дизеля часть масла стекает в нижнюю часть картера, а во время работы уровень масла в картере должен быть не ниже минимальной отметки на масломерном щупе для обеспечения работы масляного насоса.

Топливо к плунжерным топливным насосам подается из топливного бака 16 топливоподкачивающим насосом 33 шестеренного типа. Перед поступлением топлива в плунжерный топливный насос оно очищается фильтрами грубой и тонкой очистки. В зимнее время топливо подогревается в топливоподогревателе 31.

Частота вращения коленчатого вала дизеля и установленная мощность поддерживаются объединенным регу-

лятором, который расположен с левой передней стороны дизеля и приводится в действие от нижнего коленчатого вала через привод регулятора.

В задней части кузова тепловоза расположено охлаждающее устройство, состоящее из водяных секций 12 и вентилятора 11. Температуру воды и масла в системах охлаждения в зависимости от режима работы дизеля и температуры окружающего воздуха регулируют за счет автоматического бесступенчатого изменения частоты вращения вентиляторного колеса, обеспечиваемого гидромuftой переменного наполнения гидропривода 13, а также открытием и закрытием жалюзи секций радиаторов. В зимнее время для облегчения регулировки на жалюзи навешивают утеплительные чехлы с механическим приводом.

В головной (передней) части кузова расположена кабина с пультом управления 1. В кабине установлены приборы для контроля за работой агрегатов, радиостанция ЖР-3М, автоматическая локомотивная сигнализация (сокращенно АЛСНВ-1) с автоматом непрерывного действия, локомотивный светофор, скоростемер СЛ-2М. На пульте управления каждой секции тепловоза смонтированы также некоторые приборы для контроля за работой агрегатов, расположенных на второй секции. За задней стенкой кабины справа и слева расположены аппаратные (высоковольтные) камеры 18, в которых размещены электрические аппараты.

Секции тепловоза соединены между собой автоматической серийной сцепкой СА-3. Для перехода из одной секции в другую служит переходная площадка — суфле вагонного типа. При необходимости каждая секция может работать как самостоятельный локомотив.

Каждая секция тепловоза оборудована автоматической пожарной сигнализацией, противопожарной воздухопенной установкой, состоящей из резервуара 9 вместимостью 0,290 м³ с огнегасящей жидкостью ПО-1 ГОСТ 6948—81, трубопровода с вентилями и кранами. Вентиляция дизельного помещения производится двумя вентиля-

торами 2, установленными на крыше тепловоза.

На секции тепловоза имеется четыре бункера песочниц, по два на каждую тележку. Бункера расположены в переднем и заднем торцах кузова с левой и с правой его стороны. Кузов, рама тепловоза и все оборудование, расположенное на них, опирается на две трехосные бесчелюстные тележки с эластичной тяговой передачей и нагрузкой от колесной пары на рельсы 230 кН. На тележках все тяговые электродвигатели расположены подвесками (носиками) к середине тепловоза, что обеспечило повышение силы тяги примерно на 10 %. Нагрузка от оборудования, установленного на раме тепловоза, на каждую тележку передается через четыре резино-роликовые опоры, которые одновременно являются возвращающими устройствами, обеспечивающими спокойное и плавное движение тепловоза. В середине шкворневой балки каждой тележки расположено шкворневое устройство, обеспечивающее возможность боковых перемещений тележки относительно кузова. Шкворень воспринимает только горизонтальные усилия от силы тяги и торможения, а также боковые силы от колесных пар и служит центром поворота тележки относительно кузова.

Управление автоматическими тормозами поезда производится краном машиниста. Кран вспомогательного тормоза применяется для управления прямодействующим тормозом тепловоза. На тепловозе предусмотрено и ручное торможение. При ручном торможении колодки воздействуют на бандажи колес двух задних осей передней и задней тележек. Для ввода тепловоза в депо при неработающем дизеле предусмотрено устройство для передвижения тепловоза при помощи тяговых электродвигателей на пониженном напряжении. Для этого у второго и третьего электродвигателей выведены провода к штепсельным разъемам, смонтированным в боковую стенку кузова тепловоза у правой аппаратной камеры. При вводе тепловоза в депо реверсор устанавливают в требуемое положение — «вперед» или

«назад», дизели глушат, провода от постороннего источника присоединяют к штепсельным разъемам. При передвижении тепловоза напряжение не должно превышать 50 В, а сила тока 600 А.

Тепловоз 2ТЭ116. В конструкции этого тепловоза нашли отражение прогрессивные направления современного тепловозостроения. На нем установлены экономичные четырехтактные дизели, применена электрическая передача переменного тока с тиристорным регулированием возбуждения генератора, широко внедрен электрический привод вспомогательных агрегатов, применена бесчелюстная тележка с минимальным числом изнашиваемых элементов и упругим приводом колесных пар. Внедрен на тепловозе и ряд других принципиально новых конструктивных решений. Заводы постоянно ведут работу по совершенствованию тепловозов.

Тепловоз 2ТЭ116 (рис. 6) по конструкции экипажной части, рамы тепловоза, кабины, элементами кузова унифицирован с тепловозом 2ТЭ10В. В средней части рамы тепловоза на общей поддизельной раме смонтирована дизель-генераторная установка с 16-цилиндровым четырехтактным V-образным дизелем 1А-5Д49 и синхронным генератором ГС-501А. Дизель 29 мощностью 2200 кВт имеет газотурбинный наддув и охлаждение наддувочного воздуха. Синхронный генератор 15 представляет собой 12-полюсную электрическую машину с зависимым возбуждением и с обмоткой статора в виде двух трехфазных звезд, сдвинутых на 30° эл. относительно друг друга. Возбуждение генератора производится однофазным возбудителем 21 переменного тока ВС-650В с частотой 220 Гц, имеющим привод от заднего распределительного редуктора. Ток возбуждения регулируется тиристорным блоком выпрямителей 30, выполненным в виде управляемого выпрямительного моста, в два плеча которого включены тиристоры. При изменении угла открытия тириستоров изменяется ток возбуждения тягового генератора. В схеме предусмотрен аварийный режим возбуждения.

Для пуска дизеля применен стартер-генератор типа СТГ-7, который в момент пуска, получая питание от аккумуляторной батареи, работает в режиме электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением и приводит во вращение вал дизеля через задний редуктор. После пуска дизеля стартер-генератор работает в генераторном режиме и питает цепи управления, освещения, электродвигатель 27 ЭКТ-5 тормозного компрессора 26 типа КТ7 и через диод заряда заряжает аккумуляторную батарею 12. Кислотная аккумуляторная батарея 48ТН-450 емкостью при 10-часовом режиме разряда 450 А·ч, установлена в нишах ферм главной рамы тепловоза по обеим сторонам топливного бака 13.

Воздухоснабжение дизеля обеспечивается газотурбинным компрессором, установленным на газовом тракте дизеля. Воздух поступает через двухступенчатые воздухоочистители 23 непрерывного действия с периодически проворачивающимися в масляной ванне кассетами из металлических сеток (1-я ступень) и неподвижными кассетами из промасленных металлических сеток (2-я ступень), обеспечивающими степень очистки воздуха 98%. При неблагоприятных метеорологических условиях воздух забирают из дизельного помещения.

Охлаждение воды дизеля и воды, охлаждающей воздух в воздухоохладителе и масла в теплообменнике, осуществляется охлаждающим устройством, расположенным в задней части секции тепловоза и состоящим из 38 секций радиаторов длиной 1356 мм и четырех мотор-вентиляторов. Масло охлаждается в теплообменнике 22. Температура воды и масла может поддерживаться как автоматически, так и вручную включением в определенной комбинации мотор-вентиляторов и открытием и закрытием боковых и верхних жалюзи.

Переменный ток синхронного генератора выпрямляется выпрямительной установкой 2 типа УВКТ-5, выполненной в виде двух параллельных мостов на лавинных кремниевых вентилях. Каждый мост питается от одной из ста-

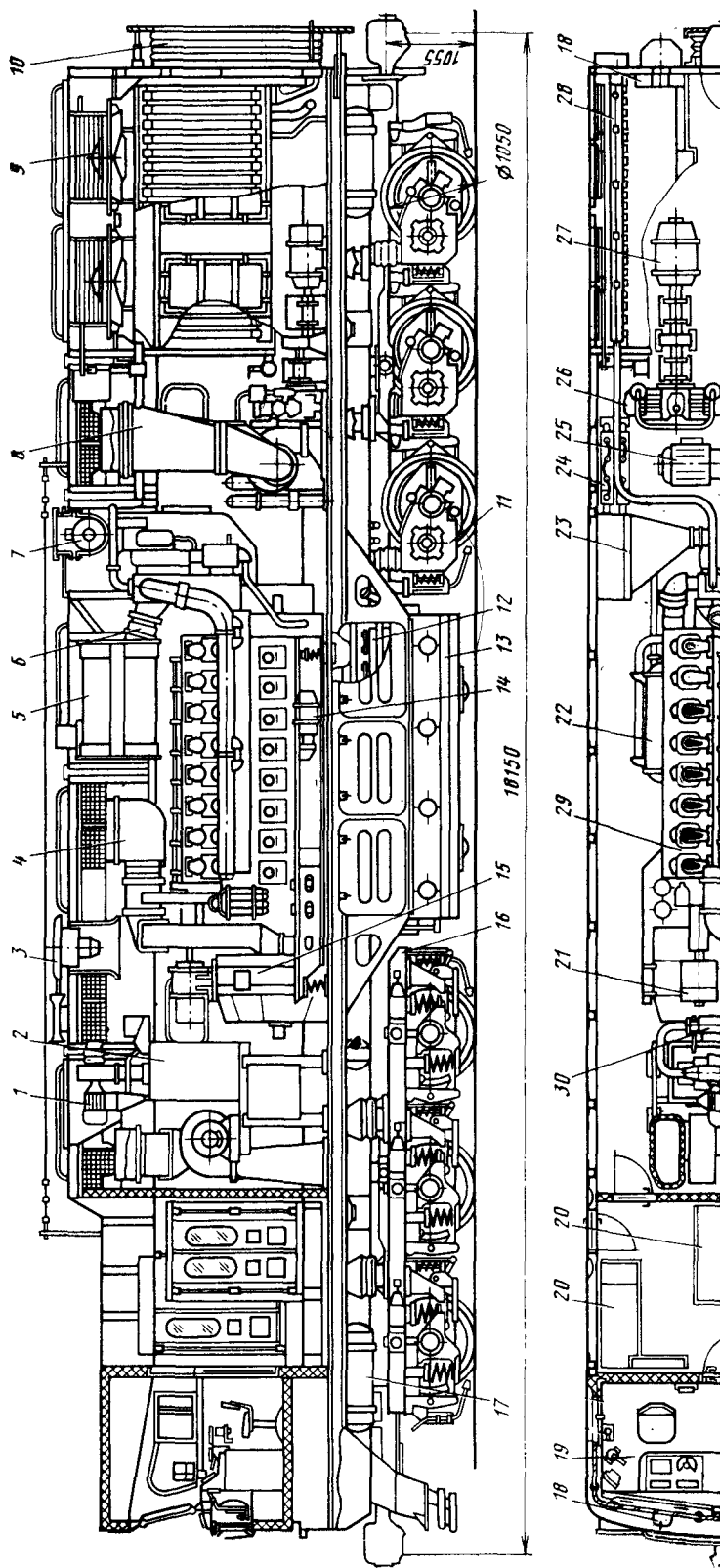


Рис. 6. Тепловоз 2ТЭ116:

1, 9 ... мотор-вентиляторы для охлаждения выпрямительной установки и холодильной камеры; 2 ... выпрямительная установка; 3 ... вентилятор кузова; 4 - канал забора воздуха для охлаждения тягового генератора; 5 глушитель; 6 - компрессор глушителя; 7 расширительный водяной бак; 8 ... канал для забора воздуха; 10 ... переходный тамбур; 11 - колесно-моторный блок; 12 - аккумуляторная батарея; 13 - бак для топлива; 14 ... маслопрокачивающий агрегат; 15 - генератор; 16 ... тележка; 17 - главный резервуар; 18 - бункера для песка; 19 - кабина машиниста; 20 - аппаратные камеры; 21 ... воздухоочиститель дизеля; 22 - воздухоочиститель масла для дизеля; 23 - фильтр тонкой очистки масла; 25 - электродвигатели вентиляторов охлаждающих тяговых электродвигателей; 26 - тормозной компрессор; 27 - электродвигатель привода компрессора; 28 - коллекторы охлаждающих секций; 29 - дизель; 30 ... блок выпрямителей управления возбуждением

торных обмоток генератора. Тяговые двигатели ЭД118А или ЭД118Б подключены к установке шестью параллельными цепями. Необходимый диапазон использования мощности дизеля по скорости тепловоза осуществляется за счет двух ступеней ослабления возбуждения 36 и 60 %.

Охлаждение генератора, выпрямительной установки и тяговых электродвигателей производится мотор-вентиляторами 1 и 25, забирающими воздух через проемы на боковых наклонных поверхностях крыши и кузова в сетчатые промасляные фильтры-кассеты, установленные в коробках крыши. Воздух по каналам 8 поступает в вентиляторы и далее подводится к электрическим машинам. Степень очистки воздуха — 80 %. При неблагоприятных метеорологических условиях можно перейти на забор воздуха из дизельного помещения, открыв специальные люки в крышах.

Машинное помещение от кабины отделено проставкой (тамбуром), в котором размещены три аппаратные (высоковольтные) камеры 20 с электрической аппаратурой. Наличие тамбура снижает уровень шума в кабине. Кабина машиниста обеспечивает хорошие условия для работы локомотивных бригад в соответствии с требованиями промышленной санитарии и эргономики. Песочная система тепловоза наряду с обычной системой подвода песка под колеса каждой тележки для экономии песка позволяет подавать его только под переднюю колесную пару.

Тепловоз оборудован схемой автоматической пожарной сигнализации, а также схемой аварийной остановки тепловоза, т. е. после нажатия кнопки «Аварийный стоп» локомотивная бригада может покинуть кабину — автоматически произойдет остановка дизеля, экстренное торможение, подача песка под колесные пары и подача звукового сигнала тифоном. В электрической схеме тепловоза широко использована полупроводниковая техника в блочном и индивидуальном исполнении, за счет чего уменьшилось количество реле и повысилась надежность работы схемы.

Результаты многолетних наблюдений в эксплуатации тепловозов 2ТЭ116 и экспериментальные исследования отдельных конструктивных и технологических решений нашли свое отражение в выпускаемом с 1982 г. модернизированном варианте тепловоза 2ТЭ116А. На этом тепловозе, наряду с комплексным внедрением усовершенствований оборудования, воплощены принципиально новые конструктивные решения. Взамен генератора ГС501, возбуждателя и выпрямительной установки применен единый тяговый агрегат А-714. Сокращено число асинхронных двигателей для привода вспомогательных машин. Улучшены условия работы этих двигателей за счет стабилизации напряжения их питания. На тепловозе применены: несущий кузов, унифицированный с кузовом тепловоза ТЭ121, с улучшенной компоновкой оборудования; централизованное воздухоснабжение для охлаждения электрических машин; более совершенные комплексные устройства автоматики. Дизель 1А-5Д49 установлен более надежный (второе исполнение). При этом чугунный вал заменен на стальной с 16 противовесами, увеличена толщина коренных вкладышей с 4,91 до 7,34 мм, а также их ширина с 80 до 90 мм. Подвески вместо зубчатого стыка имеют плоский стык с развитой поверхностью соединения с остовом дизеля. Крепятся они к остову дополнительно четырьмя горизонтальными болтами.

Тепловозы ТЭП60 и 2ТЭП60. По своим ходовым качествам, по условиям, созданным для обслуживающего персонала (локомотивных бригад) и, наконец, по внешнему виду эти тепловозы (рис. 7) вполне отвечают своему назначению — скоростные локомотивы пассажирского движения.

В кузове несущей конструкции, объединяющей в единую пространственную систему главную раму, боковые фермы (стенки), крышу и кабины, расположена дизель-генераторная установка, состоящая из дизеля 11Д45 и тягового генератора постоянного тока ГПЗ11В.

Дизель 8 мощностью 2200 кВт, двухтактный, 16-цилиндровый с V-об-

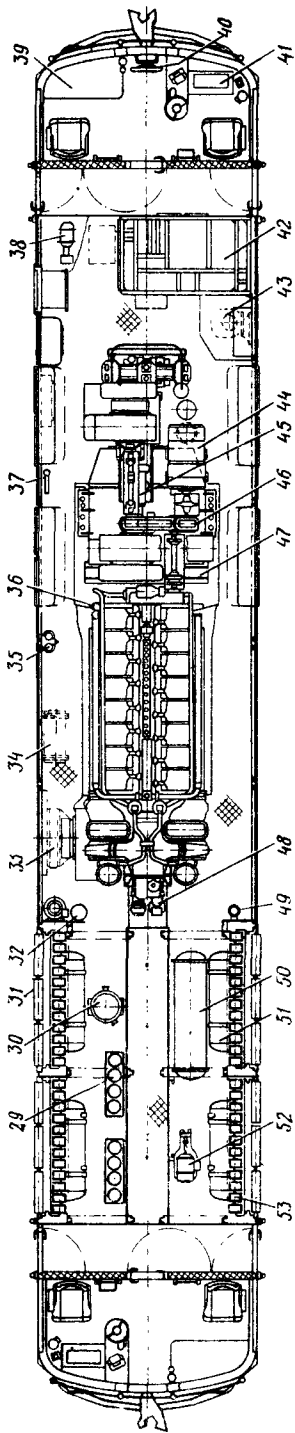
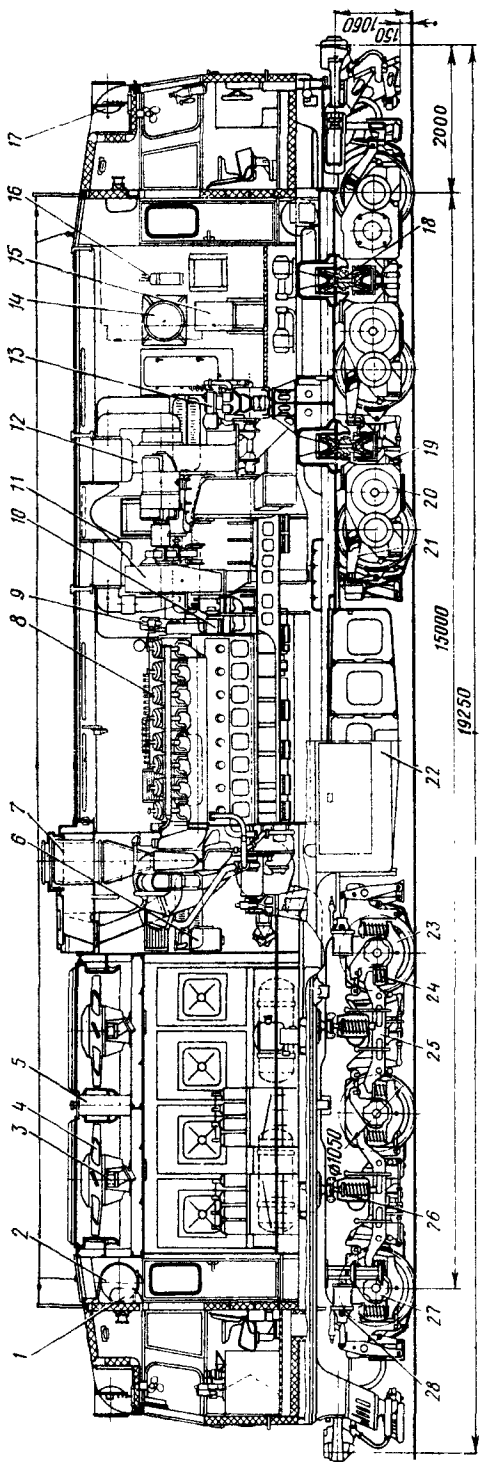


Рис. 7. Тепловоз ТЭП60:

1 — ящик для шланга и генератора противопожарной установки; 2 — резервуар противопожарной установки; 3 — гидромотор; 4 — вентилятор; 5 — водяной бак; 6 — фильтр — бак гидропривода; 7 — выпускные патрубки; 8 — дизель; 9 — регулятор дизеля; 10 — центробежный масляный фильтр; 11 — вентилятор тягового генератора; 12 — вентилятор тяговых электродвигателей передней тележки; 13 — тормозной компрессор; 14 — вентилятор дизельного помещения; 15 — холодильник для пищи; 16 — газовый огнеутихлитель; 17 — прожектор; 18 — топливный бак; 19 — главные опоры кузова; 20 — тяговый электродвигатель; 21 — крепежные кронштейны; 22 — топливный бак; 23 — буксовый балансир; 24 — пружины; 25 — рессорные балансиры; 26 — боковые опоры кузова; 27 — букса; 28 — тормозной цилиндр; 29 — фильтры тонкой очистки масла дизеля; 30 — фильтр грубой очистки масла дизеля; 31 — жалюзи; 32 — фильтр тонкой очистки масла гидропривода; 33 — вентилятор тяговых электродвигателей задней тележки; 34 — топливонагреватель; 35 — фильтр грубой очистки топлива; 36 — фильтр тонкой очистки топлива; 37 — топливometer; 38 — топливонагреватель задний насос; 39 — стол помощника машиниста; 40 — ручной тормоз; 41 — путь управления; 42 — аппаратная камера; 43 — санузел; 44 — двухмашинный агрегат; 45 — подвозбудитель; 46 — раздаточный редуктор; 47 — очистка топлива; 48 — гидронасосы; 49 — ручной опистушитель; 50 — волоомастяный теплообменник; 51 — главные воздушные резервуары; 52 — маслопрокачивающий насос; 53 — радиаторные секции

разным расположением цилиндров, с двухступенчатым наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и тяговый генератор 47 ГПЗ11В с независимым возбуждением и принудительным охлаждением расположены на общей раме, которая установлена на раме тепловоза на резиновых амортизаторах. Резиновые амортизаторы уменьшают передачу звуковых колебаний и вибрации от неуравновешенных масс дизеля на раму тепловоза, улучшая тем самым условия работы локомотивных бригад.

Со стороны генератора от вала дизеля через раздаточный редуктор 46 приводятся во вращение валы двухмашинного агрегата 44 А706А, состоящего из вспомогательного генератора и возбуждателя тягового генератора, подвозбудителя 45 ГС500, вентилятора 11 охлаждения генератора и вентилятора 12 охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки. Все эти агрегаты смонтированы на остовах тягового генератора. От вала генератора приводится в действие тормозной компрессор 13 КТ7.

Со стороны турбокомпрессоров от вала дизеля посредством шлицевого валика приводится во вращение двухступенчатый редуктор механического воздухонагнетателя. Ведущая упругая шестерня этого редуктора передает вращение валам двух водяных и масляного насосов. От ступицы ведущей упругой шестерни с помощью карданного вала приводится в действие редуктор гидронасосов 48 гидрообъемного привода вентиляторов охлаждающего устройства. Вал вентилятора 33 охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки получает вращение от двухступенчатого редуктора воздухонагнетателя через конический редуктор. Воздух, идущий на охлаждение электрических машин, забирается вентиляторами снаружи кузова. В случае необходимости (в снежную пургу, при пылевых бурях) предусмотрена возможность забора воздуха из кузова.

Воздух, поступающий в цилиндры дизеля, на своем пути проходит маслопеночные фильтры, расположенные непосредственно над турбокомпрессорами, полости нагнетателей первой

ступени (турбокомпрессоров), водяной охладитель и нагнетатель второй ступени, где воздух дополнительно сжимается, входя в продувочные окна блока под давлением 0,21 МПа.

Охлаждающее устройство расположено в двух шахтах, каждая из которых имеет по одному вентилятору 4, приводимому во вращение гидромотором 3. Система охлаждения—двухконтурная. В первом контуре охлаждается вода дизеля, во втором—вода, охлаждающая масло в водомасляном теплообменнике 50 и воздух в воздушном охладителе. Секции радиаторов охлаждающего устройства расположены в шахтах в один ряд с правой и левой стороны. Вся разветвленная сеть трубопроводов водяной и масляной систем тепловоза расположена под полами кузова.

Аппаратная камера 42 расположена со стороны передней кабины. Стенка камеры, обращенная к кабине, имеет двустворчатые остекленные двери, заблокированные специальным выключателем. При открытии двери в аппаратную камеру снимается нагрузка с тягового генератора.

Возле передней кабины на тепловозах до № 0502 устанавливался котел-подогреватель для прогрева систем дизеля перед его пуском и на стоянках в зимнее время. Между кабинами и машинным отделением предусмотрены тамбуры с дверями для входа в дизельное помещение с обеих сторон тепловоза. Эти тамбуры являются одновременно воздушными буферами, поглощающими шум от дизеля.

Кабины имеют хорошую теплоизоляцию. Окна и двери герметичны, имеют двойные стекла. Пульт машиниста имеет наклонное табло, на котором размещены контрольно-измерительные приборы. Контроллер, скоростемер, радиостанция находятся слева, а тормозные краны, управление педалью, тифонами справа. Под столом помощника машиниста установлены два водяных калорифера с принудительной подачей воздуха.

Кузов тепловоза установлен на две трехосные сбалансированные бесчелюстные тележки. На каждую тележку кузов опирается через две главные

маятниковые опоры с резиновыми конусами по концам и четыре боковые пружинные опоры. Между кузовом и тележками предусмотрена упругая связь посредством пружинных возвращающих аппаратов. Рессорное подвешивание буксовой ступени включает цилиндрические пружины и листовые рессоры с балансирами. Над пружинами и рессорами установлены резиновые амортизаторы.

Тяговые электродвигатели 20 имеют опорно-рамное подвешивание. Вращение от шестерни тягового двигателя передается колесной паре через полый вал с зубчатым венцом и две эластичные муфты обоим колесам каждой колесной пары. Все шесть тяговых двигателей имеют параллельное соединение с генератором.

Тепловоз оборудован электропневматическим тормозом, радиостанцией, противопожарной установкой с автоматической системой извещения и автоматической локомотивной сигнализацией с автостопом.

У тепловозов 2ТЭП60 сохранены обе кабины каждой секции. Задние кабины секций имеют дверные проемы и откидные площадки с гибким ограждением вагонного типа.

Тепловоз ТЭП70. Для более успешного обеспечения пассажирских перевозок в условиях увеличения массы и скорости поездов создан односекционный тепловоз в шестиосном исполнении мощностью 2940 кВт. Экипажная часть первых семи тепловозов выполнена такой же, как у тепловоза ТЭП60. Увеличение диаметра колес с 1050 до 1220 мм повлекло увеличение длины рам тележек на 200 мм. Кроме этого, у тепловоза ТЭП70 электродвигатели укреплены в раме тележки на резиновых амортизаторах.

Начиная с восьмого номера, в конструкцию тепловоза были внесены существенные изменения. Изменена экипажная часть. Вместо тележек по типу тепловоза ТЭП60 применены тележки с индивидуальным рессорным подвешиванием, разработанные заводом для тепловоза ТЭП75. Тележки отличаются большим статическим прогибом рессорного подвешивания, сосредоточенным в основном во второй ступени.

В связи с подкаткой других тележек соответствующим образом изменилась и рама тепловоза. На первых семи тепловозах охлаждающее устройство было скомпоновано в трех крышевых блоках с укороченными водяными секциями длиной 710 мм. На последующих тепловозах применено шахтное расположение охлаждающего устройства с нормальными секциями длиной 1206 мм. Помимо тележек и охлаждающего устройства, тепловоз ТЭП70 унифицирован с тепловозом ТЭП75 по целому ряду других узлов и элементов. Поэтому по сравнению с первыми семью тепловозами последующие тепловозы ТЭП70 имеют: увеличенный на 130 мм по ширине и на 1230 мм по длине кузов, в котором оборудование размещено в более доступных местах для обслуживания и ремонта; измененные конструкции крыш кузова, выполненные с алюминиевыми каркасами и уплотнениями; более совершенные и просторные кабины; электродинамический тормоз; более надежный и более эффективный глушитель шума выпускных газов дизеля; дополнительный маслопрокачивающий насос и аппаратную камеру, а также ряд других изменений в электрическом и вспомогательном оборудовании.

На тепловозах ТЭП70 широко использован блочный принцип компоновки узлов и агрегатов, чем значительно упрощен процесс сборки и ремонта оборудования тепловоза. Компоновка оборудования на тепловозе показана на рис. 8. Рама тепловоза вместе с вваренным баком для топлива, кузовом, кабинами, шахтой охлаждающего устройства и путеочистителями создают единую несущую конструкцию, позволяющую использовать для установки оборудования как саму раму, так и крышевое пространство кузова. На раме в средней ее части расположен дизель 18 типа 2А5Д49. Со стороны задней части дизеля на общей поддизельной раме, установленной на резиновых амортизаторах, смонтирован синхронный тяговый генератор 20 ГС-504А, соединенный с дизелем полужесткой муфтой. Над генератором установлены возбуждатель ВС-650У2 и стартер-генератор 22

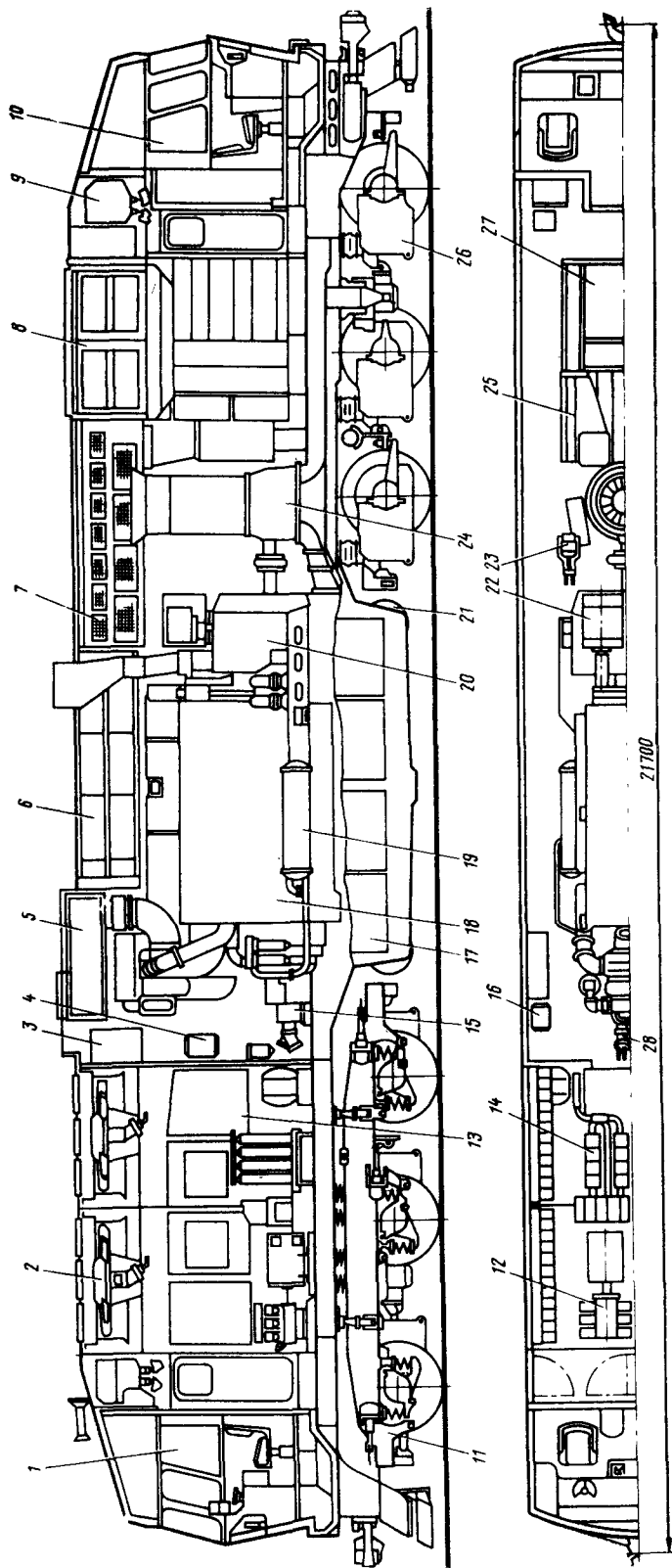


Рис. 8. Тепловоз ТЭП70:

1, 10 — задняя и передняя кабины машиниста; 2 — вентиляторное колесо с гидродвигателем; 3 — расширительный бак; 4 — бак-фильтр; 5 — глушитель; 6 — крыша над дизелем; 7 — крыша блока фильтров; 8 — крыша блока электрического тормоза; 9 — песочница; 11 — рама тележки; 12 — компрессор; 13 — шахта охлаждающего устройства; 14 — фильтр подпоплавочный; 15 — мультипликатор для привода гидронасосов; 16 — топливopодогреватель; 17 — бак топливный с нишей для аккумуляторов; 18 — дизель; 19 — водомасляный теплообменник; 20 — генератор тяговый; 21 — главный воздушный резервуар; 22 — стартер-генератор; 23 — топливоподкачивающий агрегат; 24 — вентилятор централизованного воздухооборота; 25 — установка выпрямительная; 26 — электродвигатель тяговый; 27 — аппаратурная камера; 28 — гидронасос.

ПСГ-У2, приводимые во вращение задним распределительным редуктором. От вала генератора через эластичную оболочковую муфту и угловой редуктор приводится во вращение осевой вентилятор 24 централизованного воздухообеспечения для охлаждения тяговых электродвигателей, генератора, выпрямительной установки и обдува аппаратной камеры, куда воздух подводится по специальным каналам в раме тепловоза. Очистка воздуха происходит в блоке фильтров 7 из пенополиуретана. В случае необходимости забор воздуха предусмотрен из дизельного помещения. Рядом с осевым вентилятором расположена выпрямительная установка 25 УВКТ-5 с кремниевыми лавинными вентилями и затем аппаратная камера 27, отделенная от кабины машиниста тамбуром. Аппаратная камера имеет три отсека: силовой, в котором размещены реверсор, поездные и пусковые контакторы, контакторы ослабления возбуждения, а также отсек с аппаратами низкого напряжения и отсек с регулирующими резисторами. Центральное расположение аппаратной камеры на раме обеспечивает удобный доступ к любому аппарату при обслуживании и настройке. На задней стенке передней кабины расположены дополнительная аппаратная камера для электрооборудования динамического тормоза.

Блок электродинамического тормоза 8 расположен в крыше над аппаратной камерой. Со стороны переднего торца дизеля расположены два гидронасоса, 28 приводов вентиляторов. Гидронасосы приводятся в действие от вала дизеля через мультипликатор 15 (повышающий редуктор). Здесь же сбоку у левой стенки расположен подогреватель топлива 16, а у правой — санитарный узел. Над турбокомпрессором дизеля установлен глушитель 5, а в боковых стенках кузова вверху — воздухоочистители системы воздухообеспечения дизеля.

Система охлаждения воды двухконтурная. В первом контуре охлаждается вода дизеля, во втором — вода, охлаждающая наддувочный воздух в воздухоохладителе и масло в теплообменнике 19. Охлаждающее устрой-

во размещено в шахте 13. По бокам в шахте имеется 48 секций, закрытых снаружи жалюзи. Вверху в крышном блоке расположено два вентиляторных колеса 2 диаметром 1600 мм, приводимые во вращение гидродвигателями. Регулирование температуры охлаждающей жидкости осуществляется терморегулятором, автоматически изменяющим частоту вращения вентиляторов и тем самым поддерживающим заданный уровень температуры воды и масла.

Под шахтой охлаждающего устройства установлены: тормозной компрессор 12 с электроприводом, резервуар противопожарной установки, запасные резервуары, полнопоточные фильтры масла 14 и масляный насос. Аккумуляторная батарея тепловоза расположена в нишах топливного бака 17, что обеспечивает удобное ее обслуживание. Главные воздушные резервуары 21 укреплены на торцах топливного бака. В обоих тамбурах тепловоза вверху размещены бункера песочниц 9, а также по одному ящику для рукавов противопожарной установки. В районе осевого вентилятора установлены топливopодкачивающий агрегат 23 и шкаф для посуды и одежды.

Прожектор тепловоза установлен ниже лобовых стекол кабины, что улучшает освещение пути и меньше утомляет зрение локомотивной бригады. Комплекс установленных аппаратов на тепловозе полностью обеспечивает передачу мощности и трансформацию (изменение) вращающего момента от вала дизеля на колеса тепловоза при автоматическом регулировании силы тяги и скорости движения. Тепловоз оборудован многими установками и приборами, которые обеспечивают современный уровень эксплуатационной надежности. Он оборудован автоматической локомотивной сигнализацией с автостопом, электропневматическим и электрическим тормозами, противопожарной установкой с автоматической системой сигнализации, радиостанцией, прибором, обеспечивающим быстрое определение неисправности в электрических цепях, устройством для аварийной остановки тепло-

воза, системой защиты от боксования и др.

Для использования постоянной мощности дизеля на каждой позиции контроллера в заданном интервале изменения скоростей движения тепловоза применено автоматическое регулирование напряжения и ступенчатое ослабление возбуждения тяговых электродвигателей 26 ЭД121А мощностью 413 кВт (степень ослабления 62 и 38 %).

6. Маневровые тепловозы

На маневровой работе занято около 45 % эксплуатационного парка локомотивов, из них 92 % маневровой работы выполняется тепловозами. При соответствующем оборудовании маневровый тепловоз может обслуживать один человек. В перспективе возможно управление тепловозом при помощи счетно-решающих устройств и радио. Основные маневровые тепловозы на железных дорогах: ТЭМ1, ТЭМ2, ЧМЭЗ, ТГМЗА, ТГМЗБ. На отдельных участках на маневрах используются тепловозы ТЭЗ и 2ТЭ10Л.

Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2, наиболее распространенные маневровые локомотивы, обладают хорошими тяговыми качествами, высокой надежностью, экономичностью, удобны при эксплуатации. Конструкция и расположение важнейших агрегатов тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ1 в основном аналогичны, но постройка тепловозов ТЭМ1 в 1970 г. прекращена, а ТЭМ2 строят два завода: ПО «Брянский машиностроительный завод» и ПО «Ворошиловградтепловоз». ПО «Брянский машиностроительный завод» выпустил опытную партию тепловозов ТЭМ2М, отличающихся от тепловоза ТЭМ2 установкой нового четырехтактного дизеля 6Д49, компактным исполнением охлаждающего устройства и рядом других изменений, связанных с применением нового дизеля.

На тепловозах ТЭМ2 постройки ПО «Ворошиловградтепловоз» применено много деталей, унифицированных с магистральными тепловозами, выпускаемыми этими заводами. Ниже

описан тепловоз ТЭМ2, выпускаемый ПО «Брянский машиностроительный завод».

Тепловоз ТЭМ2. Тепловоз (рис. 9) широко используется по всей сети железных дорог. Запасы топлива, масла, воды, песка обеспечивают работу локомотива на маневрах продолжительное время (до 10 сут) без экипировки. Тепловоз легко вписывается в кривые радиусом до 80 м и может работать двумя секциями при управлении с одного поста.

На тепловозе ТЭМ2 установлен дизель марки ПД1М мощностью 880 кВт, созданный на базе дизелей Д50. У всех дизелей типа Д50 большинство основных деталей, агрегатов и компоновка их одинаковы. Дизели имеют электрический пуск.

Увеличение мощности дизеля ПД1М достигнуто за счет увеличения частоты вращения коленчатого вала дизеля (до 750 об/мин), повышения давления наддувочного воздуха до 0,155 МПа и охлаждения наддувочного воздуха, поступающего в цилиндры. На дизеле ПД1М применен турбокомпрессор ТК-30С модели 1317, который приводится в действие энергией отработавших газов. Турбокомпрессор установлен на станине тягового генератора.

От переднего конца коленчатого вала дизеля приводится во вращение вал привода масляного насоса, корпус которого укреплен на передней стенке картера. На конце вала привода масляного насоса насажен шкив, от которого через клиноременную передачу приводится в действие вентилятор 17 охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки, от этого же вала через редуктор 1 с фрикционной муфтой приводится во вращение вентиляторное колесо 5. Вентилятор холодильника включается и выключается с поста управления при помощи электропневматического устройства. От шкива клиноременной передачи, насаженного на вал редуктора вентилятора, приводится в действие водяной насос контура охлаждения наддувочного воздуха, а с тепловоза ТЭМ2-016 — от специального вала редуктора вентилятора.

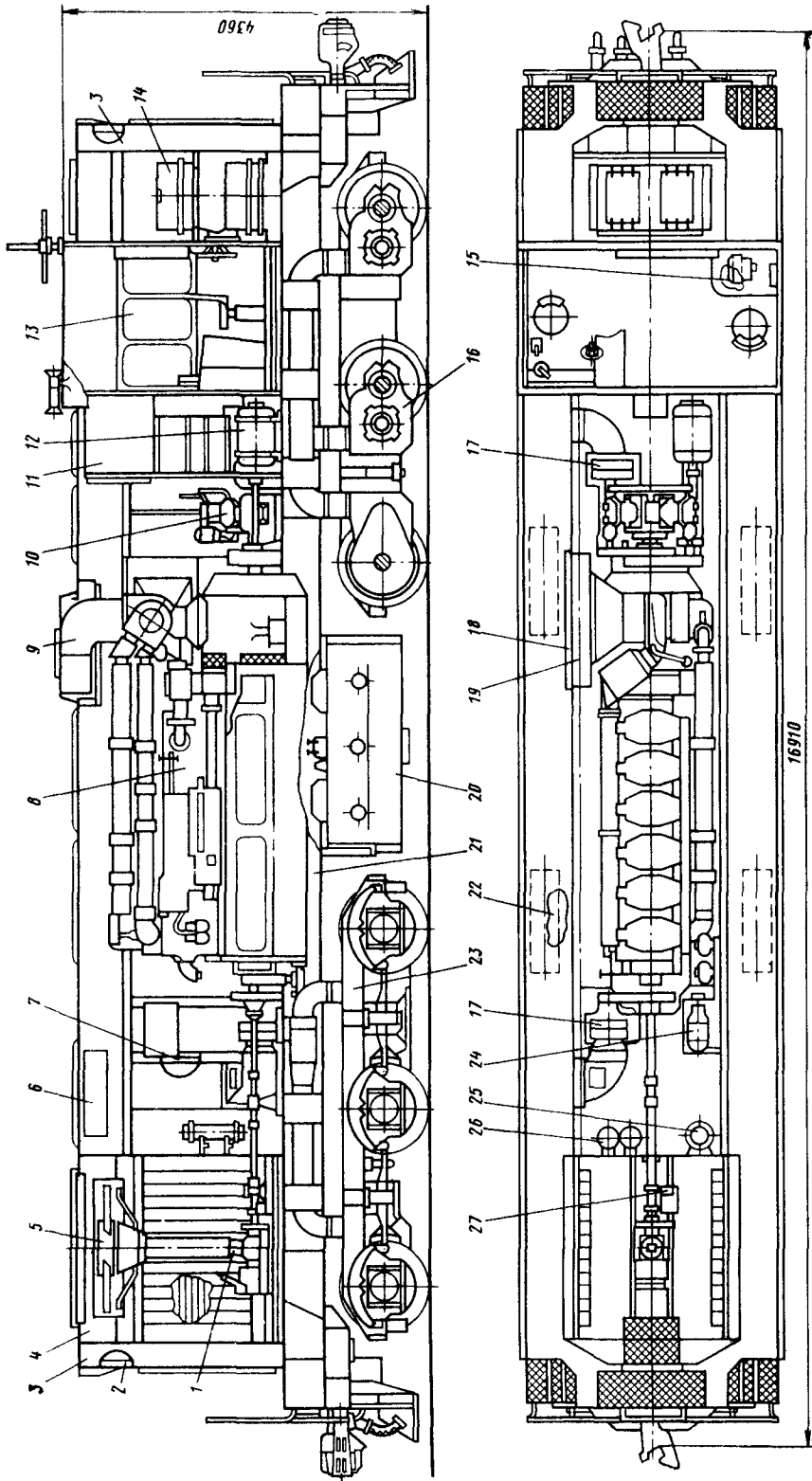


Рис. 9. Тепловоз ТЭМ2.

1 — редуктор; 2 — прожектор; 3 — песочница; 4 — песочницы; 5 — вентилятор; 6 — бак для воды; 7 — умывальник; 8 — дизель-генератор; 9 — искрогаситель; 10 — компрессор; 11 — аппаратная камера; 12 — двухмашинный агрегат; 13 — кабина машиниста; 14 — аккумуляторная батарея; 15 — calorifier (нагревательная секция); 16 — тяговый электродвигатель; 17 — вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей; 18 — экран шумоглушитель шума; 19 — воздухоочиститель (воздушный фильтр) дизеля; 20 — топливный бак; 21 — главная рама тепловоза; 22 — главный резервуар; 23 — тележка; 24 — масто; 25 — масто; 26 — масляные фильтры; 27 — водяной насос контура охлаждения наддувочного воздуха.

Воздух, поступающий из атмосферы в турбокомпрессор, очищается, проходя через сетчатый, круглый вращающийся, самоочищающийся воздухоочиститель (фильтр) 19. (На тепловозе ТЭМ1 для очистки воздуха применен сетчатый, прямоугольной формы фильтр, состоящий из двух кассет.) Фильтры смонтированы с правой стороны тепловоза.

Для охлаждения воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, применен ребристый водяной воздухоохладитель с плоскими трубками. Вал дизеля со стороны кабины машиниста жестко соединен с валом якоря тягового генератора, от которого через пластинчатую муфту приводится в действие компрессор 10. На конце вала якоря тягового генератора насажен шкив, от него при помощи клиноременной передачи приводится в действие двухмашинный агрегат 12 и центробежный вентилятор 17 охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки. За кабиной машиниста находится помещение для аккумуляторной батареи 14. На крыше этого помещения имеются по два люка подачи песка в бункера песочниц 3, откуда он поступает в песочницы передней и задней тележек. Люки закрываются откидными крышками.

В кабине машиниста имеется дверь в камеру 11, где расположены электрические аппараты. Нормальная температура в кабине машиниста поддерживается калорифером. Предусмотрены батареи для обогрева ног машиниста и его помощника. Вход и выход в кабину машиниста возможен через переднюю площадку с левой стороны тепловоза и заднюю — с правой стороны.

Тепловоз оборудован радиостанцией, пульт которой находится в кабине машиниста. Приемопередатчик радиостанции размещен в нише между бункерами песочниц 3 сзади тепловоза. Ниша закрыта дверью. Внизу под площадкой расположен блок питания радиостанции.

В кабине машиниста смонтирован пульт управления, контроллер машиниста, скоростемер СЛ-2М, реверсор, краны машиниста и вспомогательного тормоза, панель с приборами управле-

ния отдельными агрегатами, а также контрольно-измерительными приборами, показывающими основные параметры дизель-генераторной установки и вспомогательного оборудования, клапаны тифонов, педаль для управления песочницей (на полу перед сиденьем машиниста).

Некоторые тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2 оборудованы устройствами, установленными с левой стороны кабины и позволяющими машинисту работать без помощника (управление тепловозом одним лицом). На приборном щитке устройства смонтированы манометр, показывающий давление воздуха в тормозных цилиндрах, кнопки разъединения передней и задней автоцепок, а поскольку контроллер машиниста, реверсов и тормозное устройство имеют дистанционное управление, то оно осуществляется при помощи переносных пультов с кнопками.

Пульт имеет пружинные замки, что позволяет снять и установить их в кронштейны, которых в кабине четыре (по два с каждой стороны кабины — спереди и сзади от сидений машиниста и его помощника). В случае необходимости машинист может держать пульт в руках, размеры и масса его незначительны. При помощи переносного пульта машинист может управлять тепловозом с правой и левой стороны и наблюдать за движением его вперед или назад, регулировать частоту вращения коленчатого вала дизеля, подачу песка под колеса тепловоза, подавать сигналы малой громкости. Снаружи на передней и задней стенах с левой и правой стороны кабины машиниста установлено по два светильника, которые включает машинист, указывая составительской бригаде свое местонахождение на тепловозе.

В передней части тепловоза находится камера охлаждающего устройства, которое состоит из шахты, двадцати двух секций, охлаждающих воду, из которых шестнадцать (восемь с левой стороны и восемь с правой стороны) охлаждаются водой, выходящую из дизеля, и шесть предназначены для охлаждения воды воздухоохладителя. Масло охлаждается в шести секциях.

С тепловоза ТЭМ2-943 число секций для охлаждения воды уменьшено с двадцати двух до восемнадцати, так же как на ТЭМ1, из них для охлаждения воды, выходящей из дизеля, оставлено только двенадцать вместо шестнадцати. Охлаждение воды и масла в секциях регулируется включением и выключением вентиляторного колеса, открытием и закрытием верхних и боковых жалюзи. Около шахты холодильника расположены два сетчатонабивных фильтра 26 тонкой очистки масла, топливоподогреватель 25 для подогрева топлива горячей водой, поступающей из дизеля во время его работы, под крышей укреплены бак для воды 6 и бак для масла (для запаса масла).

В дизельном помещении один над другим смонтированы маслопрокачивающий (сверху) и топливоподкачивающий (снизу) насосы 24, приводимые в действие электродвигателями. Около насосов размещены фильтры грубой очистки топлива.

Оборудование тепловоза защищено от атмосферного воздействия кузовом капотного типа. Части кузова над дизелем и аппаратной камерой съемные, остальные приварены к главной раме. Кабина машиниста и кузова над дизелем имеют тепловую изоляцию, что позволяет эксплуатировать тепловоз при температуре окружающего воздуха до -50°C .

Для осмотра, ремонта и смазывания в капоте предусмотрены боковые двери, на крыше — люки, закрытые крышками. Кабина машиниста немного приподнята над остальной частью кузова, имеет боковые и торцовые окна как со стороны машиниста, так и помощника, что обеспечивает хороший обзор при работе тепловоза. Подножки, поручни, площадки вокруг силового оборудования, двери для входа в кабину машиниста, аппаратную камеру, камеру охлаждающего устройства удобно расположены для обслуживающего персонала.

Рама тепловоза опирается на две трехосные челюстные тележки через восемь скользящих опор (по четыре на каждую тележку). Тяговые двигатели тележек имеют опорно-осевую

подвеску. Под главной рамой тепловоза размещены четыре главных тормозных резервуара и бак топлива 20. Впереди тепловоза под переходной площадкой расположена одна, а на раме под подножками четыре ниши для хранения деталей и принадлежностей тепловоза. В кабине машиниста и дизельном помещении установлены по два огнетушителя.

7. Технические и тяговые характеристики магистральных и маневровых тепловозов

Основные технические характеристики грузовых, пассажирских и маневровых тепловозов приведены в табл. 1.

Основной паспортной характеристикой является тяговая характеристика тепловоза, показывающая зависимость силы тяги от скорости. По этим характеристикам (рис. 10) определяют силу тяги и касательную мощность при любом значении скорости, на них отмечают ограничения по сцеплению, пусковому и длительному току, точки пере-

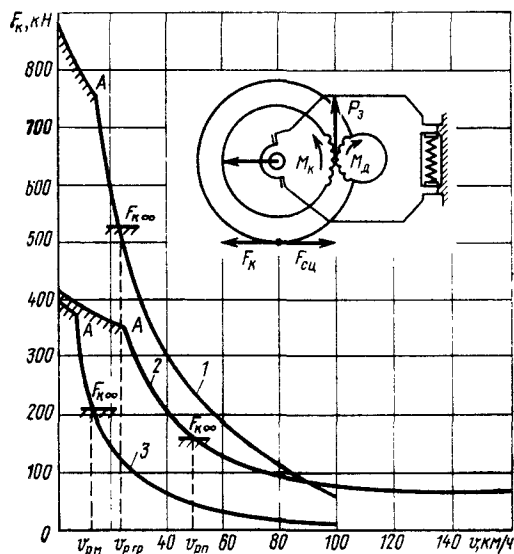


Рис. 10. Тяговые характеристики тепловозов: 1 — ТЭТ10М, 2 — ТЭП70; 3 — ТЭМ2; $F_{к\infty}$ — ограничения силы тяги по длительному току; $v_{рп}$, $v_{ргр}$ — расчетные скорости для маневрового (ТЭМ2), грузового (ТЭТ10М) и пассажирского (ТЭП70) тепловозов

Таблица 1

Основные показатели	Значение показателей для тепловозов					
	2ТЭ10М	2ТЭ116	ТЭП60	ТЭП70	ТЭМ2	ТЭМ7
Род службы	Грузовой		Пассажирский		Маневровый	
Сцепной вес, тс	2×138	2×135,5	129	129	122,4	180
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	230	226	215	215	204	225
Мощность дизеля, кВт	2×2206	2×2250	2206	2940	882	1471
Мощность продолжительного режима, кВт	2×1612	2×1668	1625	2236	630	980
Сила тяги расчетного режима на ободу колеса, кН	2×253	2×253	127	170	210	350
Скорость конструкционная, км/ч	100	100	160	160	100	100
Скорость продолжительного режима, км/ч	24,7	24,4	47	50	11	10,3
Длина по осям автосцепок, мм	2×16 969	2×16 969	19 250	20 470	16 970	21 500
К. п. д. при 100 % N_e	28,1	30,6	28	30,7	27,8	30,6
К. п. д. наибольший	30,1	30,6	28,3	30,9	27,8	30,6
Тип дизеля	10Д100	5Д49	11Д45	2А-5Д49	ПД-1М	2-2Д49
Тип генератора	ГПЗ11Б	ГС-501А	ГПЗ11В	ГС-504АУ2	ГПЗ00Б	ГС515
Тип тягового двигателя	ЭД118А (Б)	ЭД118А	ЭД108	ЭД121АУ1	ЭД118А	ЭД118А
Запас, кг:						
топлива	2×6300	2×7000	5000	6000	5440	6000
песка	2×1006	2×1000	6000	600	2000	2300
масла	2×1500	2×1000	1060	1430	430	950
воды	2×1450	2×1250	1580	1480	1000	800

хода с полного возбуждения на ослабленное, а также точки обратного перехода. Сравнивая характеристики грузовых, пассажирских и маневровых тепловозов, можно отметить, что по характеру изменения силы тяги все они одинаковы — электропередача обеспечивает плавное автоматическое изменение силы тяги. Но по ряду характерных точек они отличаются. Например, для маневровых тепловозов точки вы-

хода на автоматическую характеристику находятся при значительно меньшей скорости, чем для грузовых тепловозов. У грузовых тепловозов расчетная скорость продолжительного режима находится в пределах 20—25 км/ч, а у маневровых — 10—12 км/ч. У пассажирских тепловозов скорость продолжительного режима примерно в 2 раза превышает аналогичную скорость грузового тепловоза.

Раздел 2. ДИЗЕЛИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЗОВ

Глава III. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

8. Основы работы двигателей внутреннего сгорания

Тепловые двигатели — это машины, в которых химическая энергия топлива преобразуется сначала в тепловую энергию, а затем в механическую работу. К тепловым двигателям относятся паровые машины, паровые турбины, поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), газотурбинные двигатели (ГТД), комбинированные турбопоршневые двигатели, реактивные двигатели.

Особенность применяемых на тепловозах двигателей внутреннего сгорания поршневого типа состоит в том, что превращение химической энергии в тепловую, совершающееся при сгорании топлива, происходит непосредственно в самом рабочем цилиндре

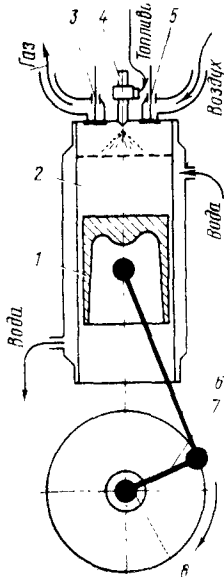


Рис 11. Принципиальная схема двигателя внутреннего сгорания

в течение очень короткого времени (тысячных долей секунды) при высоких температурах. Это и обуславливает преимущества поршневых ДВС — малые тепловые и гидравлические потери и высокий коэффициент полезного действия, а также компактность.

Процесс превращения тепла в двигателях внутреннего сгорания в работу можно проследить по схеме, изображенной на рис. 11. Поступивший в цилиндр двигателя через клапан 5 воздух сжимается поршнем и нагревается при этом до температуры 600—650 °С, что выше температуры самовоспламенения распыленного жидкого топлива. В конце сжатия в нагретый воздух впрыскивается через форсунку 4 топливо, которое воспламеняется и сгорает. В результате сгорания топлива в цилиндре 2 образуются газы с высокой температурой и давлением. Под давлением газов поршень 1 перемещается вниз и совершает работу. Во время расширения температура и давление газов понижаются. Отдав часть тепла на совершение работы, отработавшие газы выбрасываются в атмосферу через выпускной клапан 3 при движении поршня 1 вверх, а свежий воздух вновь поступает в цилиндр. Затем все повторяется снова. Двигатели внутреннего сгорания имеют шатунно-кривошипный механизм, состоящий из поршня 1, шатуна 6, кривошипа 7 и вала 8. Этот механизм преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение вала.

В течение одного оборота кривошипа поршень 2 раза изменяет направление движения. Это происходит в так называемых «мертвых» положениях (или «мертвых» точках) механизма, которые характерны тем, что сила, действующая на поршень, находящийся-

ся в одном из этих положений, не вызывает вращающего момента на кривошипе. Между поршнем, находящимся в верхней мертвой точке (в.м.т.), и крышкой цилиндра заключен объем пространства сжатия или камеры сжатия. Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия называется *степенью сжатия*.

Для удовлетворения нужд народного хозяйства двигатели внутреннего сгорания поставляются промышленностью в разнообразном исполнении: мощностью от 1 до 20 000 кВт в одном агрегате, с числом цилиндров от 1 до 20 и более, частотой вращения вала от 120 до 6000 об/мин.

Двигатели современных тепловозов имеют мощность от 400 до 5000 кВт, частоту вращения вала 750—1500 об/мин, число цилиндров от 4 до 20. Они расходуют от 200 до 230 г дизельного топлива на 1 кВт·ч выработанной энергии. Удельная масса тепловозных двигателей внутреннего сгорания составляет от 2,5 до 18,5 кг/(кВт·ч).

Способы зажигания топлива. По способу воспламенения топлива поршневые двигатели внутреннего сгорания делятся на двигатели с принудительным зажиганием (низкого сжатия) и с самовоспламенением (высокого сжатия) — дизели. На тепловозах применяются исключительно двигатели высокого сжатия — дизели типов: Д100, Д45, Д50, М750, Д49, Д70. Они значительно экономичнее и мощнее, чем двигатели низкого сжатия.

Двигатели низкого сжатия работают на легком топливе (бензине и керосине). В этих двигателях в цилиндры засасывается не воздух, а рабочая смесь (пары бензина и воздух). Смесь сжимается до температуры, меньшей, чем температура ее самовоспламенения, поэтому зажигание смеси осуществляется принудительно от постороннего источника. В большинстве случаев применяется электрическое зажигание: в цилиндр двигателя вставляют электрическую свечу, включенную в цепь высокого напряжения. В определенный момент цепь тока высокого напряжения замыкается, вследствие чего между электродами свечи возникает искра, которая и воспламеняет рабочую смесь

в цилиндре. Двигатели низкого сжатия устанавливают на автомобилях.

В цилиндры двигателей высокого сжатия поступает чистый воздух, который и сжимается. В конце сжатия, когда температура воздуха будет достаточно высокой, топливо в распыленном виде впрыскивается через форсунку в цилиндр и воспламеняется.

Дизели четырехтактные и двухтактные. *Четырехтактными* называются дизели, у которых полный рабочий цикл — поступление воздуха в цилиндр, перемешивание и сгорание топлива, расширение газов и удаление их из цилиндра — осуществляется за четыре хода поршня (такта), т. е. за 2 оборота коленчатого вала. У *двухтактных* двигателей полный рабочий цикл в цилиндре происходит за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала. Следует подчеркнуть, что у четырехтактных дизелей продувка и зарядка цилиндра свежим воздухом происходят иначе, чем у двухтактных, само же смешение топлива с воздухом и сгорание рабочей смеси у обоих типов дизелей одинаково. Обычно задается вопрос — какой из этих типов дизелей лучше? На протяжении многих лет в различных отраслях народного хозяйства применяются и четырехтактные и двухтактные дизели. Однако качество дизеля определяет не его тактность, а надежность, экономичность, конструкционная и технологическая отработанность, долговечность и, наконец, правильный выбор типа дизеля для данного рода службы. Четырехтактные дизели имеют, как правило, меньший удельный расход топлива, меньшую тепловую напряженность, так как в единицу времени совершают меньшее количество тепловых и силовых циклов, чем двухтактные при тех же условиях.

В двухтактных дизелях проще система газораспределения, но в них хуже очищаются и продуваются свежим воздухом цилиндры. Вместе с тем с 1 л рабочего объема цилиндра при прочих равных условиях у двухтактных дизелей снимается на 60—70 % большая мощность, чем у четырехтактных. Однако с увеличением давления наддува (см. ниже) все яснее вы-

рисовывается преимущество четырехтактных дизелей перед двухтактными для тепловозов, так как четырехтактные дизели с газотурбинным наддувом имеют более простую систему воздухообеспечения, более высокую экономичность, а главное — лучшую приспособляемость к переменным эксплуатационным нагрузкам и разным сортам топлива и масла.

На тепловозах ТЭЗ, ТЭ7, тепловозах типов 2ТЭ10, М62 и ТЭП60 установлены двухтактные дизели (2Д100, 10Д100, 14Д40 и 11Д45), а на тепловозах 2ТЭ116, ТЭП70, ТЭМ7, ТЭМ2, ТЭМ1, ЧМЭ2, ЧМЭ3, ТГМ4 и ТГМ3, а также на дизель-поездах — четырехтактные дизели (типов Д49, ПД1М, Д50, К6S310DR, М756). Как показывает мировая практика, четырехтактных дизелей строится 65—70 %, а остальные — двухтактные. Двигатели низкого сжатия, за исключением маломощных, изготавливают только четырехтактными.

Способы смесеобразования в дизелях. По способу образования горючей смеси (смесеобразования) дизели делятся на однокамерные — со струйным распыливанием (рис. 12,а) и двухкамерные, которые подразделяются на вихрекамерные с выносной камерой в крышке (рис. 12,б), предкамерные (рис. 12,в) и с камерой в поршне (рис. 12,г).

Наибольшее распространение получили дизели со струйным распыливанием, так как при этом способе смесеобразования расход топлива (при нормальных нагрузках) наименьший. Особенно такие двигатели экономичны при мало изменяющихся нагрузках и частотах вращения. Однако при переменных режимах работы у этих двигателей проявляются существенные недостатки. На малых нагрузках и хо-

лостом ходу у них ухудшаются распыливание топлива и перемешивание его с воздухом. Кроме того, дизели со струйным распыливанием требуют высококачественного топлива и очень точного изготовления и хорошего содержания топливной аппаратуры.

На тепловозах применяются, как правило, дизели с однокамерным струйным смесеобразованием. На таких дизелях установлены топливные насосы (секции) плунжерного типа высокого давления (до 90 МПа) и форсунки закрытого типа. При нагнетании топлива игла форсунки поднимается и топливо под высоким давлением через отверстия в распылителе диаметром 0,30—0,40 мм впрыскивается в камеру сгорания в виде мельчайших капель, которые перемешиваются с воздухом, воспламеняются и сгорают. Величина порции впрыснутого топлива в цилиндр изменяется поворотом плунжера. Управляет величиной подачи регулятор дизеля.

Для образования качественной смеси топлива с воздухом при струйном смесеобразовании необходимо правильно выбирать форму камеры сжатия в соответствии с направлением, количеством и дальностью топливных струй, мелкостью распыливания топлива и вихревыми движениями воздуха в камере.

Сущность двухкамерного смесеобразования (см. рис. 12,б и в) заключается в том, что при ходе поршня к верхнему положению сжатый воздух из цилиндра с объемом $V_{ц}$ перетекает в выносную камеру объемом $V_{в}$. Выносная камера может иметь объем 20—60 % общего объема камеры сжатия $V_{с}$. Благодаря тангенциальному направлению соединительного канала воздух, вытесняемый поршнем в вихревую камеру (см. рис. 12,б), получает

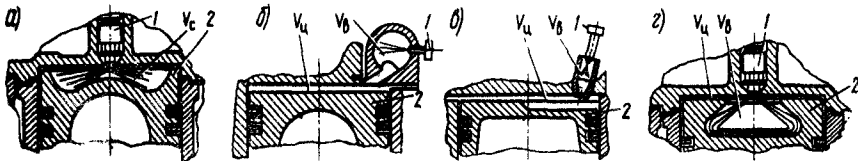


Рис 12. Схемы способов распыливания топлива и смесеобразования:

а — струйное; б — вихрекамерное; в — предкамерное; г — объемно-плеочное; 1 — форсунка; 2 — поршень

вращательное движение, что способствует хорошему перемешиванию воздуха с впрыскиваемым топливом.

В дизелях с предкамерным смесеобразованием (см. рис. 12,а) во время сжатия воздух перетекает в предкамеру, куда при невысоком давлении (7—10 МПа) впрыскивается дизельное топливо. Здесь топливо воспламеняется и частично сгорает. Все топливо в предкамере сгорать не может, так как для этого не хватает воздуха. В результате частичного сгорания топлива давление в предкамере быстро возрастает, и газы вместе с несгоревшим топливом выбрасываются в цилиндр, где происходит догорание топлива. Таким образом, хорошее смешение топлива с воздухом обеспечивается тут в основном потоком горячего газа.

При двухкамерном смесеобразовании, как правило, применяются простые и надежные в работе насосы и форсунки. Однако вследствие больших поверхностей охлаждения имеют место повышенные тепловые потери, а также потери энергии при перетекании воздуха и продуктов сгорания через соединительные каналы. Поэтому дизели с двухкамерным смесеобразованием имеют невысокую экономичность.

В двигателях с камерой в поршне (см. рис. 12,б) осуществляется объемно-плочное смесеобразование. Хорошее качество процесса достигается тем, что факел топлива направляется на горячие стенки поршня и делится на две части: меньшая распыливается в пространстве камеры, а большая, попадая на внутренние стенки камеры поршня, образует тонкую пленку. Создаваемые в процессе движения поршня потоки воздуха как бы сдувают со стенок камеры пары топлива, которые хорошо перемешиваются с воздухом и сгорают. При двухкамерном смесеобразовании качество смеси и ее сгорание мало зависят от нагрузочного и скоростного режима работы двигателя.

9. Наддув дизелей

На современных мощных четырехтактных и двухтактных дизелях применяется наддув для повышения их

мощности и тепловой экономичности. Сущность наддува состоит в том, что воздух в цилиндры дизеля не засасывается из атмосферы, а нагнетается турбокомпрессором или нагнетателем, приводимым от вала двигателя.

Благодаря наддуву в цилиндры подается на каждый рабочий цикл больше воздуха, чем при всасывании, что одновременно позволяет также подавать в цилиндры и сжигать большее количество топлива, а следовательно, получать при тех же размерах цилиндров и той же частоте вращения вала дизеля большую мощность. Установлено, что мощность дизеля возрастает примерно пропорционально давлению наддувочного воздуха. Таким образом, наддув позволяет почти при тех же размерах и массе двигателя увеличить его мощность в 2—3 раза.

При сжатии в нагнетателе воздух нагревается, его удельный объем возрастает, что в значительной степени уменьшает воздушный заряд в цилиндре. Поэтому в дизелях со средним и высоким наддувом обязательно применяют охлаждение наддувочного воздуха перед поступлением его в цилиндры. Охлаждение воздуха на каждые 10°C дает увеличение мощности дизеля на 3—4% и снижение удельного расхода топлива примерно на 1,5—2 г/(кВт·ч).

Экономичность дизелей с наддувом повышается вследствие увеличения механического коэффициента полезного действия и дополнительного использования тепла отработавших газов.

Давления сжатия и сгорания в цилиндре также возрастают. Температура же горения и тепловая напряженность дизеля остаются почти неизменными.

Существуют три способа наддува дизелей: нагнетателем, имеющим привод от вала дизеля (механический наддув), газотурбинный и комбинированный.

Механический наддув. Нагнетатель 5 (рис. 13) приводится во вращение через редуктор 6 от коленчатого вала. Воздух засасывается нагнетателем из атмосферы и через впускной

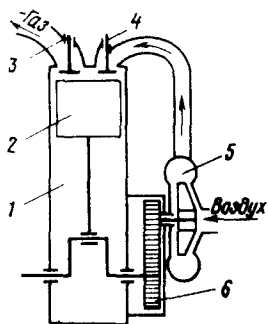


Рис. 13. Схема наддува дизеля с механическим приводом воздушного нагнетателя:

1 — цилиндр дизеля; 2 — поршень; 3 — клапан выпускной; 4 — клапан впускной; 5 — нагнетатель центробежный, 6 — редуктор

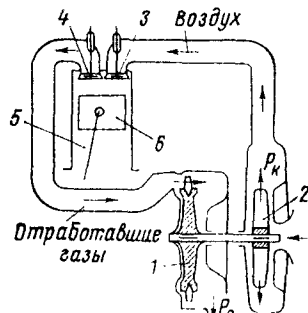


Рис. 14. Схема дизеля с газотурбинным наддувом

1 — турбина газовая; 2 — нагнетатель центробежный 3 — клапан впускной; 5 — цилиндр; 6 — поршень

клапан 4 нагнетается в цилиндр. Недостаток такого способа наддува состоит в том, что количество подаваемого в цилиндр воздуха зависит от частоты вращения вала дизеля, а не от нагрузки, т. е. подача воздуха в цилиндр при данной частоте вращения вала будет одинакова на холостом ходу и при полной нагрузке. Так осуществляется воздухообеспечение в дизеле 2Д100. Для правильной же организации рабочего процесса дизеля необходимо, чтобы под нагрузкой подавалось воздуха больше, чем на холостом ходу. Это особенно важно для тепловозных двигателей. Кроме того, на привод нагнетателя при этом способе наддува расходуется часть полезной мощности дизеля, поэтому экономичность двигателя повышается мало.

Газотурбинный наддув. В четырехтактном дизеле с газотурбинным наддувом (рис. 14) отработавшие газы, пройдя выпускной клапан 4, поступают на газовое колесо турбины 1 и, совершив работу, выбрасываются в атмосферу. На одном валу с турбиной находится крыльчатка центробежного нагнетателя 2, который забирает воздух из атмосферы, сжимает его до давления p_k и через впускной клапан 3 нагнетает в цилиндр.

При газотурбинном наддуве количество воздуха, подаваемого в цилиндры, будет тем больше, чем больше внешняя нагрузка на дизель, так как в этом случае через турбину пройдет большее количество отработавших га-

зов, имеющих более высокую температуру; частота вращения ее увеличится, а следовательно, возрастет и подача нагнетателя. Это свойство дизеля с газотурбинным наддувом для тепловозов особенно ценно, так как этим достигается «саморегулирование» дизеля. Кроме того, при газотурбинном наддуве благодаря дополнительному использованию тепла отработавших газов повышается коэффициент полезного действия двигателя. Газотурбинный наддув применен в четырехтактных тепловозных дизелях типов Д70, Д49, ПД1М, М756, К6S310DR.

Комбинированный наддув. Комбинированный (двухступенчатый) наддув (рис. 15) применяется в двухтактных дизелях в том случае, когда воздух необходимо сжать до сравнительно высокого давления (0,2÷0,3) МПа. Одного нагнетателя 5, приводимого от газовой турбины, оказывается недостаточно для обеспечения дизеля воздухом требуемых параметров, особенно на пониженных нагрузках, так как температура выпускных газов перед турбиной у двухтактного дизеля ниже, чем у четырехтактного, вследствие интенсивной продувки цилиндров воздухом. Поэтому в двухтактных дизелях применяют вторую ступень сжатия воздуха в нагнетателе 7, который имеет механический привод (через редуктор 8) от вала двигателя. При сжатии в первой ступени (турбонагнетателе) воздух нагревается до высокой температуры (100—150 °С), что уменьшает воздушный за-

ряд цилиндра и, следовательно, мощность и экономичность дизеля. Чтобы избежать этого, после нагнетателя 5 воздух направляется в охладитель 6, где он охлаждается до 50—60 °С.

Работа дизеля с двухступенчатым наддувом протекает следующим образом. При работе под нагрузкой газовая турбина 4 вращает колесо нагнетателя 5 с большой частотой (15 000—20 000 об/мин), вследствие чего нагнетатель засасывает воздух из атмосферы и под давлением (0,2÷0,25) МПа подает его в охладитель, и далее в приводной нагнетатель. В этом нагнетателе воздух дополнительно сжимается еще на (0,03÷0,05) МПа и через наддувочный коллектор и впускные окна подается в цилиндр дизеля. Во время пуска дизеля, когда газовая турбина не работает, приводной нагнетатель 7 засасывает воздух из атмосферы через нагнетатель 5 и охладитель 6 и подает его в дизель.

Комбинированный двухступенчатый наддув применен в двухтактных тепловозных дизелях 10Д100, 11Д45, 14Д40.

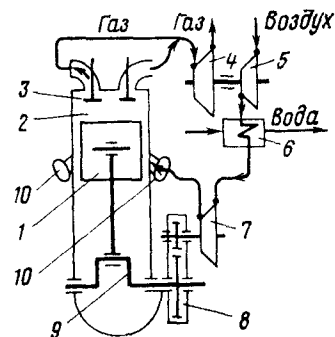


Рис. 15. Схема дизеля с комбинированным (двухступенчатым) наддувом:

1 — поршень; 2 — цилиндр дизеля; 3 — клапаны выпускные; 4 — газовая турбина; 5 — нагнетатель первой ступени; 6 — воздухоотделитель; 7 — нагнетатель второй ступени; 8 — редуктор привода нагнетателя второй ступени; 9 — кривошип; 10 — наддувочный коллектор

В четырехтактных дизелях нагнетатель, приводимый от коленчатого вала, не нужен, так как энергии отработавших газов достаточно для сжатия воздуха до необходимого давления в турбокомпрессоре при всех скоростных и нагрузочных режимах работы.

Глава IV. ОСНОВЫ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЕЙ

10. Основные термодинамические процессы и циклы

Параметры состояния рабочего тела. Рабочие тела (теплоносители), используемые в тепловых двигателях, находятся в газообразном состоянии (воздух, смесь воздуха с топливом, продукты сгорания топлива). Величины, характеризующие физическое состояние рабочего тела, называются *термодинамическими параметрами состояния*. Основные параметры состояния рабочего тела: удельный объем, давление и температура.

Удельный объем v — первый параметр — представляет собой объем единицы массы вещества, обычно 1 кг. Второй термодинамический параметр — давление (абсолютное) p — есть сила, приходящаяся на единицу площади поверхности, окружающей газ. Давление по международной

системе (СИ) измеряется в паскалях (Па), килопаскалях (кПа) и мегапаскалях (МПа), но встречается еще применение в качестве единицы давления килограмм-сила на квадратный сантиметр ($\text{кгс}/\text{см}^2$). Соотношение между этими единицами: $1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 98\,000 \text{ Па} = 98 \text{ кПа} \approx 0,1 \text{ МПа}$. Третий параметр — температура (абсолютная) T — характеризует степень нагретости тела и измеряется в кельвинах (К). Между абсолютной температурой T и температурой t , измеряемой по стоградусной шкале, существует зависимость: $T = t + 273$.

Если хотя бы один из параметров меняется, то изменяется состояние рабочего тела, т. е. происходит термодинамический процесс.

Термодинамические процессы. Совокупность изменяющихся состояний рабочего тела называется *термодинамическим процессом*. Процесс измене-

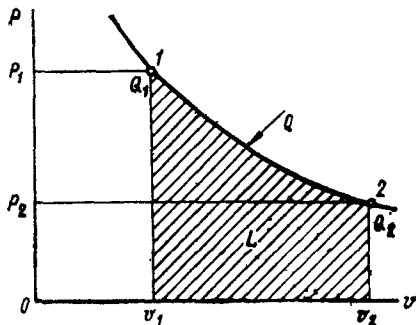


Рис. 16. Графическое изображение процесса изменения состояния рабочего тела в координатах $p-v$:

1 — начальное состояние рабочего тела; 2 — конечное состояние рабочего тела

ния состояния рабочего тела можно изобразить графически в координатах $p-v$ (рис. 16), где p — давление рабочего тела в паскалях, а v — его удельный объем в метрах кубических на килограмм.

Для идеального¹ газа при переходе его из одного состояния в другое имеет место зависимость:

$$\frac{pv}{T} = \text{const} = R.$$

Постоянная R в этом уравнении называется *газовой постоянной*. Размер-

¹ Идеальный газ — изучаемый в термодинамике воображаемый газ, у которого отсутствуют силы межмолекулярного притяжения и отталкивания, а сами молекулы представляют собой материальные точки, не имеющие объема. Многие реальные газы по своим физическим свойствам весьма близки к идеальному газу.

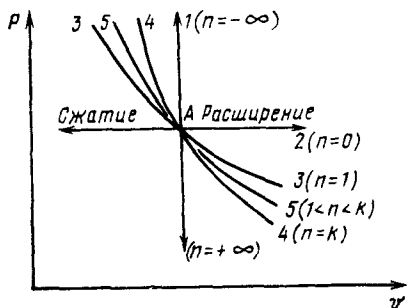


Рис. 17. Диаграмма тепловых процессов в координатах $p-v$ (давление — удельный объем):

1 — изохорный процесс ($v = \text{const}$); 2 — изобарный процесс ($p = \text{const}$); 3 — изотермический процесс ($T = \text{const}$); 4 — адиабатный процесс ($Q = 0$); 5 — политропный процесс

ность этой величины Дж/(кг·К) или кгс·м/(кг·град).

Уравнение $pv = RT$ называется *характеристическим уравнением*, или уравнением состояния идеального газа Клайперона — Менделеева.

Известно, что политропный процесс, обобщающий все тепловые процессы, описывается уравнением

$$pv^n = \text{const} \text{ или } p^{\frac{1}{n}}v = \text{const},$$

где n — показатель политропы.

Из этого уравнения, задаваясь разными численными значениями показателя n , можно получить уравнения основных (классических) тепловых процессов, рассматриваемых в термодинамике, т. е. форма и положение кривых в системе координат pv зависят от показателя n .

Если при подведении к рабочему телу тепла Q (или отведении тепла) процесс осуществляется при неизменном объеме ($v = \text{const}$), то показатель политропы имеет значение $n = -\infty$ (или $n = +\infty$):

$$p^{\frac{1}{n}}v = p^{\pm\infty}v = p^0v = \text{const}.$$

Так как всякое число в нулевой степени равно единице, то при $n = \pm\infty$ $v = \text{const}$. Такой процесс изменения состояния рабочего тела, при котором объем тела сохраняется постоянным, называется *изохорным* (1 на рис. 17).

Если тепловой процесс осуществляется при постоянном давлении рабочего тела, то показатель $n = 0$:

$$pv^n = pv^0 = \text{const},$$

т. е. $p = \text{const}$ (так как $v^0 = 1$). Такой процесс изменения состояния рабочего тела называется *изобарным* (2 на рис. 17).

Если изменение состояния рабочего тела происходит таким образом, что остается постоянным третий основной параметр, характеризующий состояние тела, — температура T , такой процесс называется *изотермическим*. При этом показатель политропы $n = 1$:

$$pv^n = pv = \text{const},$$

т. е. $pv = \text{const}$. Графическое изображение такого процесса в координатах pv представлено кривой 3 на рис. 17.

Процесс изменения состояния рабочего тела протекает так, что отсутствует теплообмен между рабочим телом и внешней средой, т. е. тепло к рабочему телу не подводится (и не отводится от него), — такой процесс называется *адиабатным*; при этом уравнение адиабатного процесса, выраженное через переменные p и v , имеет вид

$$pv^k = \text{const},$$

где k — показатель адиабаты; для двухатомных газов он равен примерно 1,4, для трехатомных — 1,29—1,34. Графическое изобра-

женне этого процесса представлено на рис. 17 кривой 4.

Все другие процессы изменения состояния рабочего тела, не являющиеся ни изохорными, ни изобарными, ни изотермическими, ни адиабатными, будем называть политропными¹. Кривые, описывающие эти процессы на диаграммах, называются политропами (и соответственно изохорами, изобарами, изотермами, адиабатами). Политропные процессы протекают во всех реальных тепловых машинах, в том числе в тепловозных дизелях. Рассмотрение процессов изменения состояния рабочего тела помогает решить важный вопрос — как и куда расходуется тепло, подведенное к рабочему телу.

По первому закону термодинамики, который является частным случаем открытого М. В. Ломоносовым закона сохранения энергии, тепло, подведенное к рабочему телу в каком-либо процессе, расходуется на изменение внутренней энергии тела ΔU (иначе, его температуры) и совершение внешней работы L :

$$Q = \Delta U + L.$$

В *изохорном* процессе работа $L=0$, значит все тепло расходуется на увеличение внутренней энергии (повышение температуры) рабочего тела $Q = \Delta U$.

В *изобарном* процессе подведенное тепло Q расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела ΔU и выполнение работы L .

В *изотермическом* процессе температура рабочего тела сохраняется постоянной и, следовательно, внутренняя энергия тела не меняется ($\Delta U = 0$). При этом все подведенное тепло идет на совершение внешней работы $Q = L$.

В *адиабатном* процессе тепло к рабочему телу не подводится, так как теплообмен с внешней средой отсутствует ($Q=0$): $\Delta U + L = 0$, т. е. $L = -\Delta U$. Значит, в этом процессе внутренняя энергия рабочего тела расходуется на выполнение внешней работы.

Для обобщающего *политропного* процесса, как общего случая, тепло Q , участвующее в процессе изменения состояния рабочего тела, расходуется на увеличение внутренней энергии ΔU и на работу L .

Кривые, выходящие из точки A (см. рис. 17), расположенные правее линии 1, изображают процессы расширения, а расположенные влево от линии 1 — процессы сжатия рабочего тела. По значению показателя n можно, пользуясь кривыми, определить, подводится или отводится тепло в том или ином процессе изменения состояния рабочего тела и как меняется его внутренняя энергия.

Непосредственным результатом большинства термодинамических процессов является деформация рабочего

тела. Если при этом происходит увеличение его объема с преодолением внешних сил, то рабочее тело совершает работу. Чтобы уменьшить объем тела, необходимо затратить работу, которую совершают внешние силы.

Таким образом, при переходе рабочего тела из одного состояния в другое выполняется внешняя работа, которой в координатах pV соответствует площадь, расположенная под линией процесса. Пусть начальное состояние газа в цилиндре (см. рис. 16) изображено точкой 1, а конечное — точкой 2. В начальном состоянии газ занимал объем V_1 , имел давление p_1 и температуру T_1 ; после расширения до точки 2 он стал занимать больший объем V_2 , а давление газа p_2 и температура T_2 стали меньше. В точке 1 газ содержал запас тепла Q_1 , в точке 2 — Q_2 . Таким образом, изменение состояния рабочего тела (газа) в координатах pV изображается в данном случае кривой 1—2. При этом объем газа увеличился, а давление и температура понизились. Количество тепла в газе уменьшилось на величину $Q = Q_1 - Q_2$.

Если предположить, что пространство, в котором происходило расширение газа, изолировано от внешней среды, т. е. тепло к газу не подводилось и не отводилось (адиабатический процесс), то ясно, что тепло $Q_1 - Q_2$ было израсходовано на совершение внешней работы L , которая в координатах pV изображается заштрихованной площадью, расположенной ниже линии 1—2. Эта работа, полученная за счет тепла Q , может быть выражена уравнением:

$$L = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2),$$

где R — газовая постоянная (см. выше).

Циклы двигателей внутреннего сгорания. Термодинамические процессы, в результате которых рабочее тело, проходя последовательно различные состояния, возвращается снова в первоначальное (исходное) состояние, называются *замкнутыми процессами* или *циклами*. Для того чтобы тепловой двигатель мог длительное время пре-

¹ Хотя вообще-то политропный процесс обобщающий, и по отношению к нему все рассмотренные ранее процессы являются частными случаями.

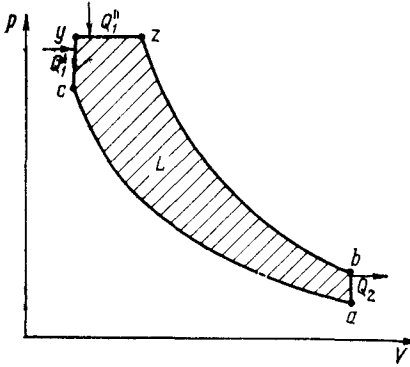


Рис. 18. Диаграмма обобщенного идеального термодинамического цикла двигателя внутреннего сгорания:

ac — сжатие рабочего тела; cy — подвод тепла при постоянном объеме, yz — подвод тепла при постоянном давлении, zb — расширение рабочего тела; ba — отвод тепла при постоянном объеме

образовывать тепло в механическую работу, он должен работать по замкнутому термодинамическому циклу.

В координатах p — V (так же, как и в любой другой системе координат, по осям которой отложены параметры состояния рабочего тела) такие циклы изображаются замкнутыми контурами (рис. 18). В процессе сжатия рабочего тела (адиабата ac) вся затраченная на сжатие работа идет на повышение внутренней энергии тела, т. е. его температуры. Подведенное тепло Q_1 расходуется частично на повышение температуры тела (в изохорном процессе cy), а частично — на выполнение внешней работы (изобарный процесс yz). Из термодинамики известно, что чем выше наибольшая температура цикла (T_2), тем выше коэффициент полезного действия тепловой машины. В процессе расширения zb рабочего тела совершается работа по преодолению сопротивления внешних сил. Изохорный процесс ba соответствует отнятию тепла Q_2 от рабочего тела (отвод тепла к «холодильнику»). Полезная работа L , полученная в идеальной тепловой машине, изображается площадью $acyzb$, расположенной внутри диаграммы термодинамического цикла.

Степень использования тепла в идеальном цикле называется *термическим коэффициентом полезного действия тепловой машины*:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{L}{Q_1},$$

т. е. термический к.п.д. есть отношение полезно использованного тепла к подведенному в идеальном цикле.

Термодинамические циклы описывают работу идеальных тепловых машин, в которых тепло превращается в механическую работу наиболее совершенно, так как предполагается, что они работают без трения, без охлаждения стенок цилиндра, и не принимаются во внимание многие другие обстоятельства, имеющие место в реальных двигателях и понижающие степень совершенства преобразования в них теплоты в работу. Таким образом, изучение идеальных термодинамических циклов позволяет определить наибольшее возможное с термодинамической точки зрения значение коэффициента полезного действия превращения теплоты в механическую работу в рассматриваемых условиях.

Идеальные циклы необходимы для сравнения с циклами действительных машин. По величине отклонения действительных циклов от идеальных судят о совершенстве использования тепла в реальных двигателях и намечают меры по их усовершенствованию.

11. Индикаторные диаграммы рабочего процесса четырех- и двухтактных дизелей

Так же, как и диаграмму термодинамического цикла, можно изобразить в координатах p — V и действительный цикл двигателя внутреннего сгорания. Полученная при этом диаграмма называется *индикаторной*.

Диаграмма четырехтактного дизеля. Вначале рассмотрим рабочий цикл четырехтактного дизеля, не имеющего наддува.

Первый такт — наполнение. Когда поршень дизеля движется слева направо, открывается впускной клапан 3 (рис. 19) и воздух из атмосферы поступает в цилиндр. В двигателях без наддува процесс наполнения цилиндра происходит вследствие разрежения

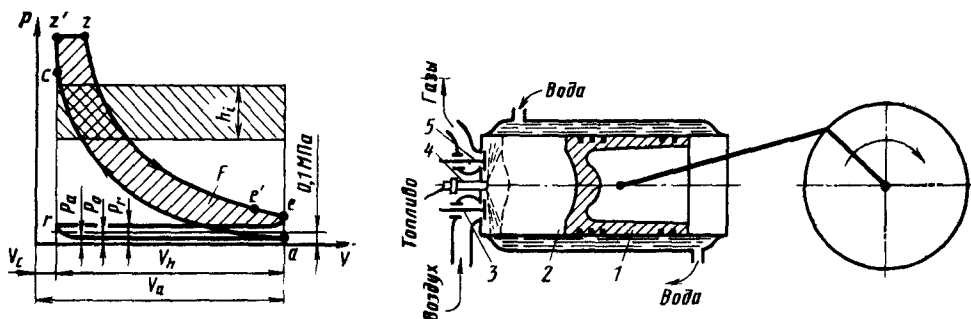


Рис. 19. Диаграмма рабочего цикла четырехтактного дизеля и схема его устройства:
 1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — впускной клапан; 4 — форсунка; 5 — выпускной клапан

в нем, а давление воздуха в цилиндре достигает 0,085—0,09 МПа, поэтому линия наполнения цилиндра располагается ниже атмосферной (0,1 МПа). В действительности линия наполнения не прямая, так как на нее оказывают влияние неравномерность скорости движения поршня, фазы открытия и закрытия клапанов, конструкция входного патрубка и другие факторы. Для более полной зарядки цилиндра воздухом принимаются меры к снижению сопротивления проходу воздуха в цилиндре. Качество зарядки цилиндра оценивается коэффициентом наполнения η_v , который обычно равен 0,8—0,88. Это значит, что цилиндр дизеля наполняется воздухом только на 80—88 % по сравнению с тем количеством воздуха, которое поместилось бы в рабочем объеме цилиндра при нормальных условиях окружающей среды. Коэффициент наполнения зависит главным образом от температуры и давления воздуха в точке a (см. рис. 19). Чем выше давление и чем ниже температура воздуха в точке a , тем больше коэффициент наполнения (рис. 20).

Второй такт — сжатие. Поршень движется справа налево, впускной клапан закрывается, воздух в цилиндре сжимается. При этом температура его в точке c повышается до 500—750 °С, а давление может возрастать до 5—7 МПа. Процесс сжатия на диаграмме изображен линией ac (см. рис. 19). Когда поршень еще не дошел до верхней мертвой точки (в.м.т.) на 18—30° угла поворота коленчатого вала, через форсунку 4 в цилиндр впрыскивается жидкое топливо, которое в точке c

воспламеняется и начинает гореть. Подача топлива прекращается после того, как поршень уже пройдет в.м.т. на 10—15° и снова начнет двигаться слева направо. Поступившее в цилиндр топливо перемешивается с воздухом и начинает гореть. На диаграмме процесс горения изображен ломаной линией $cz'z$.

Третий такт — расширение газа. В начале третьего хода поршня происходит сгорание топлива, которое теоретически заканчивается в точке z . Давление в точке z возрастает до 8—13 МПа, а температура до 1750—2100 К. После точки z происходит расширение газов, которое продолжается до тех пор, пока не откроется выпускной клапан. Последний открывается в точке e' на 40—55° до нижнего положения поршня, когда давление в цилиндре достигает 0,5—0,8 МПа, а температура 1000—1100 К. Предварение открытия выпускного клапана способствует уменьшению сопротивления выходу отработавших газов через выпускную систему и, следовательно, лучшей очистке цилиндра от отработавших

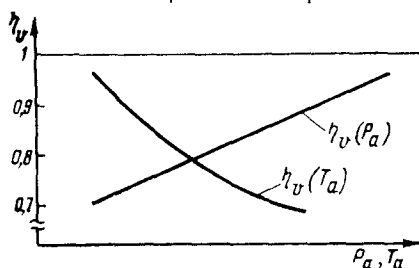


Рис. 20. Изменение коэффициента наполнения цилиндров η_v в зависимости от давления и температуры воздуха в цилиндре в начале сжатия

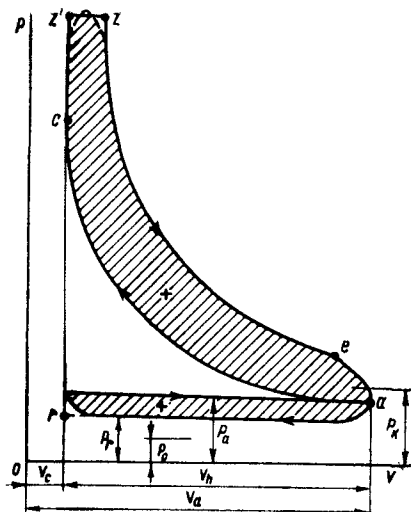


Рис. 21. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом: p_a — давление в период наполнения; p_r — давление в цилиндре в период выпуска; p_k — давление воздуха в наддувочном коллекторе; V_c — объем камеры сжатия; V_h — объем, описываемый поршнем, V_a — полный объем цилиндра

газов. Ход расширения является полезным рабочим ходом, так как в этот период газы с большим давлением действуют на поршень дизеля в направлении его движения и совершают полезную работу, отдавая ее нагрузочному агрегату.

Четвертый такт — выпуск газов. Поршень движется справа налево, вы-

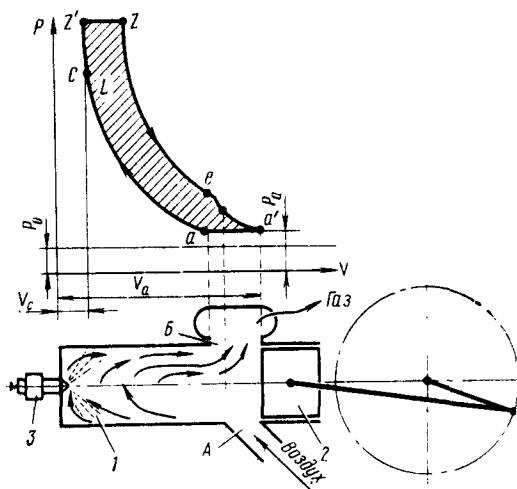


Рис. 22. Диаграмма рабочего цикла двухтактного дизеля и схема его устройства: А — продувочное окно; Б — выпускное окно. 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — форсунка

пускной клапан 5 открыт и газы выталкиваются из цилиндра. Процесс выпуска газов на диаграмме изображен линией $e'e'$. Удаление газов происходит при давлении 0,11—0,12 МПа, поэтому линия выпуска газов располагается выше атмосферной линии. Температура газов за выпускным клапаном равна 700—900 К.

Для более совершенной продувки и зарядки цилиндра воздухом впускной и выпускной клапаны на протяжении 50—100° поворота кривошипа коленчатого вала открыты одновременно. Это так называемое «перекрывание» клапанов обеспечивает хорошую очистку цилиндров от продуктов сгорания топлива и более полное заполнение рабочего объема воздухом, а также охлаждение днища поршня и выпускных клапанов потоком холодного воздуха. Качество очистки цилиндра от отработавших газов оценивается коэффициентом остаточных газов γ , который представляет собой отношение количества оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла газов к величине поступившего в цилиндр свежего воздушного заряда. Обычно $\gamma = 0,02 \div 0,1$.

Особенности рабочего цикла четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом. В дизелях с наддувом процесс зарядки цилиндра происходит иначе, чем у двигателей без наддува. Турбокомпрессор засасывает воздух из атмосферы при давлении p_0 (рис. 21) и сжимает до давления p_k . Сжатый в турбокомпрессоре воздух прежде, чем попасть в цилиндр, проходит через охладитель, впускной коллектор и выпускные клапаны; на пути от турбокомпрессора до цилиндра его давление снижается от p_k до p_a . Поэтому линия давления выпуска расположена ниже линии p_k и выше атмосферной линии (p_0).

После заполнения цилиндра воздухом поршень, двигаясь от точки a налево, сжимает воздух. Процесс сжатия изображен кривой ac . В конце сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, которое воспламеняется в точке c . Процесс сгорания показан линиями cz' и $z'z$. Расширение газов

происходит по кривой ze . В точке e открываются выпускные клапаны, и отработавшие газы выталкиваются в газовую турбину (при давлении p_T), а затем выбрасываются в атмосферу. Таким образом, линия выпуска газа из цилиндра расположена выше атмосферной и ниже линии наполнения. В четырехтактных двигателях энергии отработавших газов вполне достаточно, чтобы нагнетатель сжимал воздух до давления p_k , более высокого, чем p_T . В результате наддува площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и мощность дизеля значительно возрастают.

Следует отметить, что в действительности процесс сгорания происходит не по прямым линиям cz' и $z'z$, а по штриховой линии (см. рис. 21).

Диаграмма двухтактного дизеля. Сжатие воздуха в цилиндре при движении поршня справа налево начинается в точке a и продолжается до точки c (рис. 22). За $16—25^\circ$ угла поворота коленчатого вала до крайнего левого положения поршня через форсунку $З$ в цилиндр при высоком давлении подается жидкое топливо (в мелкораспыленном виде), которое, соприкасаясь с нагретым до высокой температуры сжатым воздухом, воспламеняется. Образовавшиеся газы, стремясь расшириться, перемещают поршень вправо. Движущийся поршень через шатун вращает коленчатый вал. Не доходя до крайнего правого положения, поршень 2 своей кромкой открывает выпускное окно $Б$, давая выход отработавшим газам через глушитель наружу. Двигаясь дальше вправо, поршень открывает продувочное окно $А$, через которое в цилиндр устремляется свежий воздух, имеющий повышенное давление. Воздух вытесняет отработавшие газы и заполняет цилиндр. Когда поршень изменит направление и начнет двигаться справа налево, он вначале закроет продувочное окно $А$, а затем выпускное $Б$, после чего начнется сжатие оставшегося в цилиндре воздуха. Таким образом, полный рабочий процесс (цикл) в двухтактном дизеле совершается за два хода поршня (такта), при этом коленчатый вал совершает один оборот.

В двухтактных дизелях продувочный воздух подается в цилиндры нагнетателем, приводимым в движение от вала дизеля, или турбокомпрессором. От качества продувки цилиндров зависит мощность и к.п.д. дизеля. Чтобы обеспечить хорошую продувку цилиндров воздухом и снизить тепловое напряжение деталей дизеля, соприкасающихся с горячими газами, в цилиндры подается значительно больше воздуха, чем требуется для горения топлива; во время продувки часть воздуха уходит через выпускные окна. Учитывая это, подача продувочного воздушного нагнетателя должна быть на $30—40\%$ больше, чем это необходимо для обеспечения полного сгорания топлива. При проектировании двухтактных двигателей конструкторы стремятся к тому, чтобы при наименьшей потере сжатого воздуха получалась бы наилучшая продувка и зарядка цилиндров. В двухтактных дизелях обычно энергии отработавших газов недостаточно для сжатия наддувочного воздуха до требуемого давления, так как давление это должно быть больше, чем давление в выпускном трубопроводе для качественной очистки цилиндров, а энергия выпускных газов (при прочих равных условиях) ниже, чем в четырехтактных двигателях, из-за разбавления газов холодным продувочным воздухом. Поэтому в двухтактных дизелях используется комбинированный наддув, при котором часть энергии, необходимой для сжатия наддувочного воздуха, отбирается от коленчатого вала двигателя (см. выше).

Схемы продувки двухтактных дизелей. Наиболее простая, но вместе с тем и наиболее несовершенная схема — так называемая поперечно-щелевая продувка, при которой в цилиндре может оставаться $15—20\%$ отработавших газов (рис. 23,а). Такая продувка применяется в маломощных дизелях, для которых простота конструкции, а не экономичность, имеет решающее значение. Схема продувки, показанная на рис. 23,б, более совершенна. Благодаря обратному клапану $З$ эта конструкция обеспечивает некоторый наддув цилиндров. Такая схема продувки

применяется на тихоходных судовых двигателях.

Более совершенна прямоточная клапанно-щелевая продувка (рис. 23,в). Сжатый воздух из нагнетателя поступает в цилиндр через нижние окна, а отработавшие газы удаляются через выпускные клапаны 3, размещенные в крышке цилиндра. При такой продувке на дизеле устанавливают распределительный вал. Клапанно-щелевая продувка применяется в тепловозных дизелях 11Д45 и 14Д40.

Наиболее совершенна прямоточно-щелевая продувка (рис. 23,г), которую можно осуществить в двигателях со встречно движущимися поршнями. Сжатый воздух от нагнетателя поступает через верхние окна (продувочные), а отработавшие газы удаляются из цилиндра через нижние (выпускные) окна. Чтобы можно было полнее зарядить цилиндр, нижний поршень, перекрывающий выпускные окна, несколько опережает (на 10—12° угла поворота коленчатого вала) верхний поршень, перекрывающий впускные окна.

При таком способе продувки в цилиндре почти не остается отработавших газов. Прямоточно-щелевая продувка применяется в тепловозных дизелях 2Д100 и 10Д100.

12. Горение топлива в цилиндрах дизеля

Дизельное топливо представляет собой смесь различных углеводородов. Средний элементарный состав жидкого топлива, используемого в тепловозных дизелях: 87 % — углерод (С); 12,5 % — водород (Н); 0,5 % — кислород (О) и 0,5 % — сера (S). Химический состав дизельного топлива определяется в лабораториях.

По химическому составу топлива и реакциям горения можно определить теоретическое количество воздуха для сгорания единицы массы топлива (1 кг). Вследствие практически неизменного химического состава дизельного топлива теоретическое количество воздуха составляет $L_0 = 14,5$ кг на 1 кг топлива (считая, что объемная доля кислорода в воздухе равна 0,21). Однако перемешивание топлива с воздухом в дизелях не является совершенным настолько, что каждая молекула кислорода участвует в окислении (горении) топлива, так как смесеобразование в цилиндрах дизеля осуществляется в течение очень малого времени и топливно-воздушная смесь получается неравномерной. Чтобы обеспечить полное сгорание впрыснутого топлива, в цилиндр необходимо подать больше воздуха (L), чем требуется теоретически.

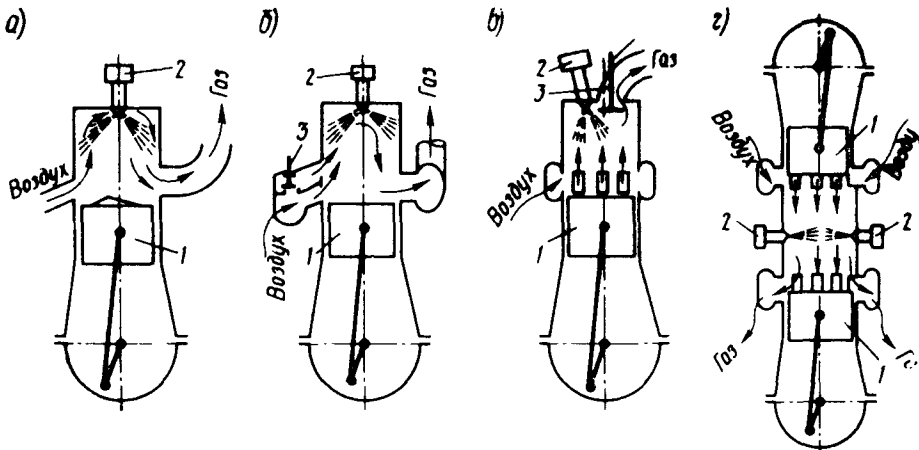


Рис. 23. Схемы продувки двухтактных дизелей:

а — поперечно-щелевая; б — щелевая с частичным наддувом; в — прямоточная клапанно-щелевая; г — прямоточно-щелевая при встречно движущихся поршнях; 1 — поршень; 2 — форсунка; 3 — клапан

Отношение $\alpha = L/L_0$ называется коэффициентом избытка воздуха. Исследованиями установлено, что для нормальной работы дизеля при номинальной мощности коэффициент избытка воздуха должен составлять 1,8—2,2. Если он будет меньше, то топливо сгорает не полностью, что сопровождается «дымлением», перегревом деталей двигателя и работой его при повышенных температурах отработавших газов. Если α будет слишком большим, то в двигателе не будет реализована полная мощность, и, кроме того, он будет иметь повышенные потери тепла с отработавшими газами. При снижении нагрузки коэффициент избытка воздуха возрастает (рис. 24) и на холостом ходу может увеличиться до 6—12. Выбор коэффициента избытка воздуха имеет весьма важное значение для экономичной и надежной работы дизеля. Его значение зависит от того, насколько конструкция дизеля обеспечивает хорошее перемешивание частиц топлива с воздухом по всей камере сгорания.

При распыливании топлива через сопла форсунки с малыми отверстиями в цилиндре образуется кольцевой факел из мелких частиц топлива. Форма камеры сгорания должна быть такой, чтобы частицы топлива в виде факела заполнили все пространство камеры, однако не достигли стенок поршня цилиндра и сгорели во взвешенном состоянии (рис. 25). Вопросам распыливания топлива и его перемешивания с воздухом в цилиндре двигателя посвящено много экспериментальных работ и теоретических исследований. Путем подбора диаметра

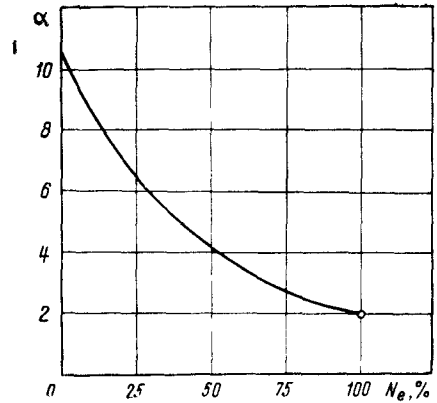


Рис. 24. Зависимость коэффициента избытка воздуха от мощности двигателя

отверстий сопел форсунок, давления распыливания и угла между осями отверстий и осью распылителя можно получить различные диаметры капель топлива, скорости и дальности полета частиц топлива (дальнобойность), направления и формы факела распыливания.

Хорошим считается распыливание, когда диаметр капель равен 10—20 мкм. На качество смесеобразования существенное влияние оказывает вязкость топлива (рис. 25, в). Увеличивая диаметр отверстий в сопле форсунки, можно получить более крупные капли топлива при одновременном возрастании дальности их полета. Повышение давления распыливания топлива (при прочих неизменных условиях) приводит к уменьшению диаметра капель, увеличению дальности полета частиц топлива и сокращению времени их полета. При возрастании давления в конце сжатия (увеличении плотности воздуха в цилиндре) скорость полета

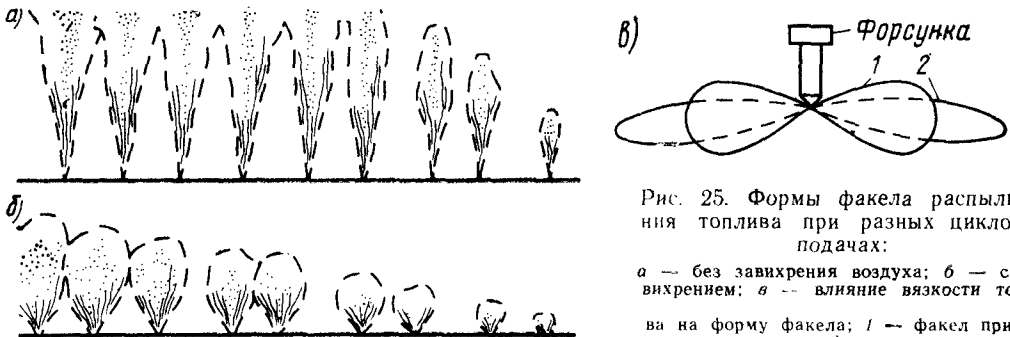


Рис. 25. Формы факела распыливания топлива при разных цикловых подачах:

а — без завихрения воздуха; б — с завихрением; в — влияние вязкости топли-

ва на форму факела; 1 — факел при маловязком топливе; 2 — при вязком топливе

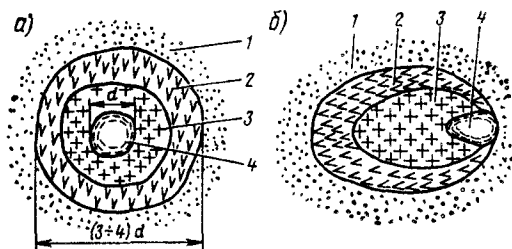


Рис. 26. Схемы возникновения пламени и горения капли топлива в цилиндре дизеля: *а* — при спокойном состоянии среды (капли топлива и воздуха); *б* — при наличии завихрения воздуха в цилиндре: 1 — зона свежего воздуха; 2 — зона легковоспламеняющейся смеси; 3 — зона трудновоспламеняющейся смеси; 4 — капля топлива

частиц уменьшается, дальность сокращается, диаметр капель топлива увеличивается.

При возрастании частоты вращения вала двигателя увеличивается давление распыливания, диаметр капель топлива уменьшается, скорость и путь полета частиц увеличиваются. Большая вязкость топлива способствует увеличению диаметра капель, возрастанию дальности, удлинению факела топлива с одновременным уменьшением его диаметра. С уменьшением вязкости топлива факел становится короче, но большего диаметра (см. рис. 25, *в*). Завихрение воздуха в цилиндре вызывает укорочение и утолщение факела. Чем больше завихрение, тем интенсивнее происходит разрушение трудновоспламеняемой фазы и проникновение свежего воздуха к центру капли топлива, что ускоряет и улучшает процесс горения. Все эти зависимости при их умелом использовании дают возможность правильно регулировать топливную аппаратуру и процесс смесеобразования в цилиндрах дизеля.

Теоретические исследования и опыты показывают, что впрыснутая в цилиндр капля топлива (рис. 26) мгновенно воспламениться не может. Требуется какое-то время τ_i , чтобы капля топлива прогрелась, испарилась, чтобы пары смешались с воздухом и потом воспламенились. Это время τ_i на подготовку топлива к самовоспламенению тем больше, чем больше диаметр капли и меньше завихрение воздуха в цилиндре.

Подготовка топлива к самовоспламенению протекает таким образом: пары топлива проникают (диффундируют) в среду сжатого воздуха и образуют вокруг капли вначале трудновоспламеняющуюся (из-за недостатка кислорода) паровоздушную фазу. При дальнейшем испарении и распространении паров топлива в среде сжатого воздуха образуется легковоспламеняющаяся паровая фаза с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,8 \div 0,9$. В этой фазе зарождается пламя, которое способствует быстрому испарению топлива и распространению горения по всему объему цилиндра. Таким образом, τ_i — есть время, которое необходимо для подготовки топлива к самовоспламенению. Это так называемый *период задержки воспламенения топлива*; он может измеряться в градусах угла поворота коленчатого вала ϕ° или в секундах. Период задержки воспламенения обычно составляет $6-15^\circ$ угла поворота коленчатого вала или $0,001-0,002$ с. Когда капля топлива и воздух находятся в состоянии покоя в цилиндре, то проникновение воздуха через зоны 2 и 3 к воспламеняющейся капле затруднено. При относительном перемещении капли в воздухе доступ его к топливу облегчается, поэтому при завихрении воздуха в цилиндре τ_i уменьшается. Период задержки воспламенения оказывает большое влияние на процесс горения в цилиндре дизеля; чем больше τ_i , тем более «жестко» протекает работа дизеля. При больших значениях τ_i происходит скопление топлива в цилиндре до его воспламенения, и процесс сгорания в дизеле становится мало управляемым, резко повышается давление сгорания p_z и скорость нарастания давления в цилиндре. Особенно резко это проявляется при низких температурах окружающего воздуха $T_{ок}$, когда могут наблюдаться пропуски вспышек.

Чем лучше распылено топливо при впрыскивании в цилиндр, чем выше давление и температура воздуха в конце сжатия, тем меньше период задержки воспламенения топлива и, следовательно, лучше параметры процесса сгорания. Отметим, что для обеспечения надежного воспламенения впрыс-

нутого в цилиндр топлива температура в конце сжатия T_c должна превышать на 100—200 °С температуру самовоспламенения топлива $T_{св}$.

Склонность к воспламенению является одной из важнейших характеристик дизельного топлива. Топлива, более склонные к воспламенению, имеют меньший период задержки воспламенения, в результате чего рабочий процесс в цилиндре протекает более благоприятно, двигатель работает «мягко». Если бы период задержки воспламенения был равен нулю и топливо, попав в цилиндр, сразу же воспламенялось, то закон сгорания топлива полностью соответствовал бы закону подачи топлива в цилиндр, и можно было бы управлять процессом горения топлива в цилиндре, задавая требуемый закон впрыскивания. В действительности же, как известно, этого нет. Склонность дизельного топлива к воспламенению обычно оценивается *цетановым числом*, которое определяется на специальной моторной установке путем сравнения воспламеняемости испытываемого образца топлива и эталонной смеси. Чем больше цетановое число, тем качество топлива выше. На тепловозах применяют дизельное топливо с цетановым числом, лежащим в пределах от 45 до 60 единиц. Отметим также, что при применении дизельного топлива с большим цетановым числом значительно улучшаются пусковые свойства дизеля и уменьшается нагарообразование.

Фазы газораспределения дизелей. Правильный выбор моментов (фаз) открытия и закрытия клапанов и окон определяет качество очистки цилиндров от газов и зарядки их свежим воздухом. Качество зарядки цилиндров свежим воздухом оценивается *коэффициентом наполнения* η_v . Чтобы повысить η_v и улучшить зарядку цилиндров свежим воздухом, клапаны (окна) открывают и закрывают не при крайних положениях поршня, а раньше или позже, как это показано на рис. 27. При движении поршня вправо в период расширения газов выпускной клапан открывается в точке e , когда поршень еще не дойдет до н.м.т., а закрывается в точке e' , когда поршень

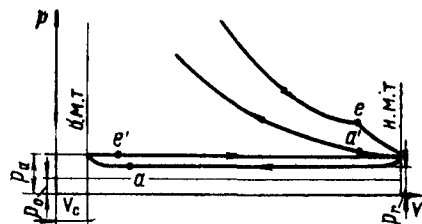


Рис. 27. Фазы газораспределения двигателя внутреннего сгорания:

a, a' — моменты открытия и закрытия впускных клапанов; p_0 — атмосферное давление (0.1 МПа); p_a, p_r — давления в цилиндре соответственно в период наполнения и выпуска; e, e' — моменты открытия и закрытия выпускных клапанов

пройдет в.м.т. Впускной клапан открывается в точке a и закрывается в точке a' . В период ae' оба клапана открыты. Такие фазы газораспределения дают наилучшее наполнение цилиндров свежим воздухом. Наивыгоднейшие фазы газораспределения устанавливаются заводом опытным путем.

Угол поворота коленчатого вала дизеля от начала впрыскивания топлива в цилиндр до прихода поршня в в.м.т. называется *углом опережения подачи топлива* $\phi_{оп}$. Угол опережения подачи оказывает большое влияние на протекание рабочего процесса дизеля. При увеличении $\phi_{оп}$ горение топлива начинается раньше, максимальное давление сгорания p_z повышается, горение топлива заканчивается раньше и температура отработавших газов уменьшается. С уменьшением угла опережения подачи давление сгорания снижается, а температура отработавших газов повышается. Если во время сжатия (рис. 28) начать впрыскивание топлива в точке 1, то процесс горения и расширения будет

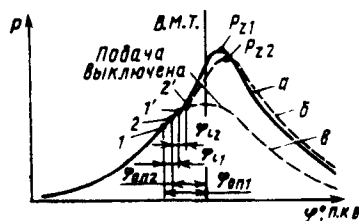


Рис. 28. Развернутые индикаторные диаграммы дизеля при различных углах опережения впрыскивания топлива.

1, 2 — начало впрыскивания; 1' 2' — начало воспламенения топлива; $\phi_{оп}$ — угол опережения впрыскивания, ϕ_i — угол задержки воспламенения топлива

протекать по сплошной линии *a*. Если же топливо начать подавать в точке 2, то дальнейшее протекание процесса будет описываться штриховой линией *b*. Штриховая линия *b* соответствует расширению воздуха в цилиндре при отсутствии впрыскивания топлива. На этой же диаграмме показан угол задержки воспламенения топлива φ . Оптимальный угол опережения впрыскивания зависит от частоты вращения вала и нагрузки дизеля. Он устанавливается заводом-изготовителем опытным путем.

13. Тепловой баланс дизелей

Не все тепло, выделившееся при сгорании топлива в цилиндрах, используется полезно, т. е. преобразуется в механическую работу на валу дизеля. Значительная часть тепла уносится

с охлаждающей водой и маслом, выбрасывается с отработавшими газами, расходуется при охлаждении наддувочного воздуха, рассеивается в окружающую среду; это тепловые потери двигателя.

Для анализа эффективности работы тепловых двигателей используется понятие о тепловом балансе, который отражает распределение введенной в двигатель химической энергии топлива Q_T по составляющим и обычно выражается уравнением:

$$Q_T = Q_e + Q_r + Q_w + Q_m + Q_{wv} + Q_{пр},$$

где Q_e — тепло, преобразованное в полезную механическую работу на коленчатом валу дизеля;

Q_r — количество теплоты, уносимой с отработавшими газами;

Q_w — количество теплоты, отводимой с охлаждающей водой;

Q_m — количество теплоты, отводимой от дизеля со смазочным маслом;

Q_{wv} — тепло, отводимое от наддувочного

Таблица 2

Параметры дизеля и составляющие теплового баланса	Тепловые двигатели								
	1Д1М	2Д100	10Д100	11Д45	2Д70	3Д70	1А-5Д49	2А-5Д49	1Д49
Эффективная мощность, кВт	880	1470	2200	2200	2200	2940	2200	2940	4420
Частота вращения вала, об/мин	750	850	850	750	1000	1000	1000	1000	1100
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	225	231	218	231	204	207	214	211	220
Теплота, внесенная в цилиндры дизеля с топливом, МДж/ч	8375,4	14363,8	20287,1	21496,9	18984,2	25742,9	19914,8	26240,4	41132,5
Полезно использованное тепло, МДж/ч	3182,5	5171,0	7709,1	7738,9	7878,4	10554,6	8165,2	10758,4	16247,3
	38,0	36,0	38,0	36,0	41,5	41,0	40,5	41,0	39,5
Отвод тепла с водой, МДж/ч	1884,4	2154,6	2333	3654,5	2750,0	2934,1	2788,1	3411,2	5552,9
	22,5	15,0	11,5	17,0	14,5	11,4	14,0	13,0	13,5
Отвод тепла с маслом, МДж/ч	293,1	1580,0	2028,7	1891,7	957,0	1640,5	1553,3	1705,6	2056,6
	3,5	11,0	10,0	8,8	5,0	6,4	7,8	6,5	5,0
Отвод тепла от наддувочного воздуха, МДж/ч	170,7	—	1623,0	967,4	1568,6	1840,4	1254,6	1968,0	3496,3
	2,0	—	8,0	4,5	8,2	7,1	6,3	7,5	8,5
Унос тепла с отработавшими газами, МДж/ч	2847,7	5458,2	6593,3	7244,5	5847,1	8778,4	6173,6	8396,8	13779,4
	34	38,0	32,5	33,7	30,8	34,1	31,0	32,0	33,5

Примечание. В знаменателе дан процент от тепла, внесенного в цилиндры дизеля с топливом

$Q_{пр}$ — прочие тепловые потери (рассеивание тепла в окружающую среду, потери от неполноты сгорания топлива и др.).

Все перечисленные составляющие теплового баланса определяют экспериментально на испытательном стенде и относят к одному часу работы двигателя, т. е. размерность составляющих килоджоуль/час (кДж/ч). Так, теплота, внесенная в двигатель с топливом,

$$Q_T = Q_H B_{ч},$$

где Q_H — теплота сгорания (теплотворность) дизельного топлива, составляющая

примерно 42 300 кДж/кг;
 $B_{ч}$ — расход топлива дизелем, кг/ч.

Составляющие теплового баланса меняются в зависимости от нагрузки, температуры воды и масла, температуры окружающего воздуха, частоты вращения вала дизеля и т. д. Так, например, при температуре охлаждающей воды 50°C отвод тепла в воду примерно в 1,4 раза больше, чем при температуре воды в системе 90°C; соответственно тепло перераспределяется и по другим составляющим. В табл. 2 приведены тепловые балансы различных тепловозных дизелей при температуре воды 70—80°C.

Глава V. МОЩНОСТЬ, К. П. Д. И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ

14. Мощность и к. п. д. дизеля

Рассматривая многоцилиндровые двигатели, предполагают, что рабочие процессы в цилиндрах протекают примерно одинаково и только смещены по фазам на угол сдвига кривошипов коленчатого вала. Поэтому можно считать, что мощность, развиваемая в отдельных цилиндрах, тоже одинакова; тогда мощность дизеля в целом равна сумме мощностей всех цилиндров. Различают *индикаторную мощность* N_i , получаемую в цилиндрах дизеля, и *эффективную мощность* N_e , реализуемую на коленчатом валу дизеля. В технической документации, которая составляется на каждый двигатель заводом-изготовителем, указывается номинальная мощность дизеля $N_{ен}$.

Номинальная мощность — это эффективная мощность, развиваемая двигателем при нормальных условиях, т. е. при давлении воздуха 760 мм рт. ст., температуре наружного воздуха +20°C и относительной влажности воздуха 70%. При повышении температуры и уменьшении давления воздуха мощность дизеля падает, а при понижении температуры и повышении давления мощность возрастает. С увеличением влажности воздуха мощность дизеля снижается. Изменение внешних условий (температуры и

давления воздуха) может вызвать изменение мощности дизеля примерно до 8—10%. Поэтому мощность N_e и удельный расход топлива g_e , полученные при данных атмосферных условиях, пересчитывают и приводят к нормальным условиям.

Выражение для подсчета *индикаторной мощности двигателя* можно получить, вычислив работу L , выполненную газами в одном цилиндре за полный цикл:

$$L = p_i F S,$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Н/м² (Па);

F — площадь поршня $\left(F = \frac{\pi D^2}{4} \right)$, м²;

D — диаметр цилиндра, м;

S — ход поршня, м.

Тогда работа, выполненная во всех цилиндрах дизеля за 1 мин,

$$L = p_i \frac{\pi D^2}{4} S n i,$$

где n — частота вращения коленчатого вала, об/мин;

i — число цилиндров дизеля.

Отсюда окончательно получаем формулу для вычисления индикаторной мощности дизеля:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i \cdot 2}{60 \cdot 10^3 \tau}$$

или

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{10^3 \cdot 30 \tau}.$$

Здесь τ — тактность дизеля ($\tau=2$ для двухтактного и $\tau=4$ для четырехтактного двигателя); 10^3 — коэффициент для перевода мощности в киловатты.

Среднее индикаторное давление p_i может быть определено по индикаторной диаграмме (см. рис. 19). Для этого строится равновеликий прямоугольник, длина и площадь которого соответственно равны длине и площади индикаторной диаграммы. Затем замеряют высоту этого прямоугольника h_i и умножают ее на масштаб давления a , т. е. $p_i = h_i a$.

Для получения индикаторной диаграммы применяют специальные приборы — индикаторы. В тихоходных двигателях (не более 500 об/мин) используют механические индикаторы, а в быстроходных — электропневматические или электрические (см. ниже). Последние два прибора дают развернутую индикаторную диаграмму — по углу поворота вала.

Среднее индикаторное давление в зависимости от конструкции двигателя и его форсировки может меняться в широких пределах. В двухтактных дизелях: 2Д100— $p_i=0,794$ МПа; 10Д100— $p_i=1,140$ МПа; 11Д45— $p_i=1,1$ МПа. В четырехтактных дизелях: ПД1М— $p_i=1,07$ МПа; 1А-5Д49— $p_i=1,385$ МПа; 3Д70— $p_i=1,878$ МПа; 1Д49— $p_i=2,095$ МПа.

Эффективная и индикаторная мощности связаны соотношением

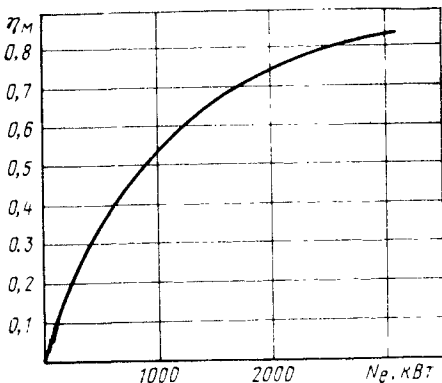


Рис 29. Изменение механического к п д двигателя внутреннего сгорания в зависимости от его нагрузки

$$N_e = N_i \eta_m,$$

где η_m — механический к. п. д. дизеля.

Механический к.п.д. дизеля, определяемый как отношение эффективной мощности к индикаторной, характеризует механические и гидравлические потери в трущихся частях двигателя, а также затрату мощности на привод вспомогательных механизмов дизеля (топливные, водяные, масляные насосы, механизм газораспределения и др.); он зависит от конструкции и качества сборки машины и при номинальной мощности принимает значения от 0,78 до 0,9 (рис. 29).

Если двигатель приводит во вращение электрический генератор постоянного тока, то эффективную мощность можно подсчитать по показаниям электрических приборов, подключенных к выводам генератора:

$$N_e = \frac{IU}{1000\eta_r},$$

где I и U — соответственно ток генератора, А, и его напряжение, В;
 η_r — к. п. д генератора (0,9—0,95)

Эффективная мощность дизеля, установленного на тепловозах с электрической передачей,

$$N_e = \frac{IU}{1000\eta_r} + N_n,$$

где N_n — мощность, расходуемая на привод вспомогательных механизмов и машин тепловоза (вентилятор холодильника, возбудитель, вспомогательный генератор, компрессор и т. д.). Обычно N_n составляет 8—12% от эффективной мощности дизеля.

Степень совершенства использования тепла в цилиндрах двигателя характеризуется индикаторным коэффициентом полезного действия η_i . *Индикаторный к.п.д.* определяется как отношение механической энергии, выработанной в цилиндрах дизеля, к теплу, внесенному в дизель с топливом за определенное время (например, за 1 ч):

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{Q_H B_{ch}} = \frac{3600}{g_i Q_H}$$

где $g_i = B_i/N_i$ — удельный индикаторный расход топлива дизелем в кг/(кВт·ч)

Наиболее полно экономичность теплового двигателя определяется эффективным коэффициентом полезного действия. *Эффективным к.п.д.* дизеля называется отношение выработанной им и подведенной к коленчатому валу механической энергии к количеству тепла, введенному в дизель с топливом за то же время:

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{Q_n B_{ch}} = \frac{3600}{g_e Q_n}$$

где $g_e = B_{ch}/N_e$ — удельный эффективный расход топлива дизелем в кг/(кВт·ч);

B_{ch} — расход топлива дизелем, кг/ч;
 Q_n — теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг.

Эффективный, индикаторный и механический к.п.д. связаны соотношением:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Индикаторный к.п.д. в современных тепловозных дизелях составляет 0,43—0,50. Тогда, приняв средние значения η_i и η_m , получим: $\eta_e = 0,47 \times 0,85 = 0,4$. В современных четырехтактных тепловозных дизелях эффективный к.п.д. достигает значения 0,42, что соответствует удельному эффективному расходу топлива 0,204 кг/(кВт·ч). Отношение индикаторного к.п.д. к термическому называется *относительным к.п.д.* η_o . Этот коэффициент учитывает потери тепла в реальной машине по отношению к идеальной.

15. Измерение давления в цилиндрах и снятие индикаторных диаграмм дизелей

Измерение давления в цилиндрах дизеля. Индикаторные установки сравнительно сложны и пользуются ими только в лабораториях при специальных испытаниях дизелей. В локомотивных депо для измерения наибольших давлений в цилиндрах дизеля p_z используют обычно максиметры (рис. 30). Прибор штуцером 9 ставят на индикаторный кран цилиндра и закрепляют маховичком 8; затем индикаторный кран (на рисунке не показан) открывают и газы из цилиндра

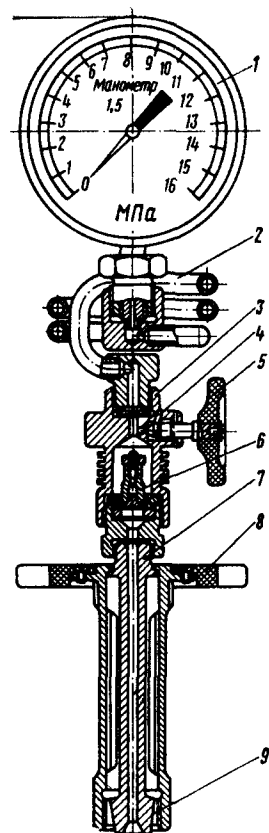


Рис. 30. Максиметр:

1 — манометр; 2 — трубчатый холодильник-компенсатор; 3 — корпус; 4 — выпускное отверстие; 5, 8 — маховички; 6 — обратный клапан; 7 — штуцер; 9 — штуцер конический

проходят через штуцер 9, обратный клапан 6 и трубчатый холодильник 2 в манометр 1. Весь объем максиметра наполняется газом из цилиндра за несколько ходов поршня.

При понижении давления в цилиндре газы из манометра не уходят, так как этому препятствует обратный клапан 6. Индикаторный кран держат открытым до тех пор, пока стрелка манометра перестанет перемещаться и остановится, например, на цифре 8. Это значит, что максимальное давление в цилиндре 8 МПа. Когда показание прибора зафиксировано, поворачивают маховичок 5 и газы через отверстие 4 удаляются в атмосферу, а стрелка манометра становится на 0. Трубчатый холодильник-компенсатор 2 служит для охлаждения газа.

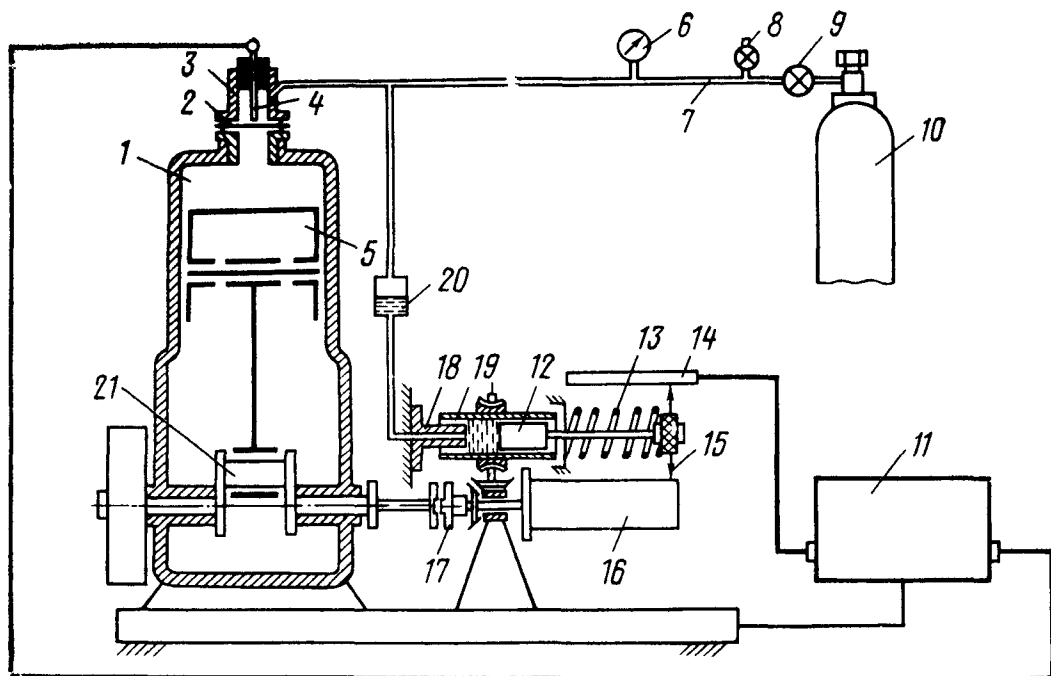


Рис. 31. Принципиальная схема электропневматической индикаторной установки типа МАИ-2:

1 — цилиндр дизеля; 2 — мембрана приемника, 3 — приемник давления, 4 — электрод, 5 — поршень дизеля; 6 — манометр; 7 — воздухопровод, 8, 9 — краны; 10 — баллон, 11 — тиратронный блок, 12 — плунжер подвижной; 13 — пружина; 14 — шина импульса высокого напряжения; 15 — искровой штift; 16 — барабан; 17 — кулачковая муфта; 18 — плунжер неподвижный; 19 — гильза; 20 — бачок; 21 — шатунная шейка коленчатого вала

Приборы для снятия индикаторной диаграммы двигателя. Для изучения процессов, происходящих в цилиндре поршневой машины, используют графическую запись зависимости давления в исследуемой полости от изменения ее объема (или, что то же самое, от перемещения поршня). Такая графическая зависимость называется *индикаторной диаграммой*, процесс ее получения — *индицированием*, а прибор, с помощью которого снимают диаграмму, — *индикатором*.

Для индицирования дизелей, работающих со средней и высокой частотой вращения коленчатого вала, часто применяют электропневматические стробоскопические индикаторы типа МАИ-2 (рис. 31). Такие индикаторы записывают диаграмму, развернутую по углу поворота коленчатого вала, что в принципе ничего не меняет, так как каждому значению угла поворота вала однозначно соответствует вполне определенное положение поршня и,

следовательно, определенный объем надпоршневой полости.

Индикаторная диаграмма получается путем фиксирования отдельных точек рабочего процесса в цилиндре поршневой машины; при этом из каждого цикла выбирается только две точки, и вся диаграмма получается в виде последовательности точек, принадлежащих следующим друг за другом циклам. Такой принцип записи называется *стробоскопическим*.

На индикаторный кран цилиндра испытываемого дизеля 1 установлен приемник давления (датчик) 3. Верхняя полость приемника давления соединена с пневматической системой прибора, в которую сжатый воздух поступает из баллона 10 через кран 9. Из пневматической системы воздух проходит также в бачок 20, заполненный наполовину жидкостью. Воздух из системы может быть выпущен в атмосферу через кран 8.

Записывающая часть прибора состоит из измерительного механизма и барабана, который приводится во вращение непосредственно от коленчатого вала через кулачковую муфту 17. Измерительный механизм состоит из гильзы 19, неподвижного плунжера 18, подвижного плунжера 12, пружины 13 и искрового штифта 15. Давление воздуха из пневмосистемы индикатора передается на подвижный плунжер из бачка 20 через жидкость. Перемещаясь, плунжер 12 растягивает пружину. Изолированный искровой штифт 15 связан с подвижным плунжером, и, следовательно, его перемещение пропорционально давлению воздуха в системе. Ось измерительного механизма параллельна оси барабана, поэтому по образующей барабана расположена ось давлений индикаторной диаграммы. Муфта 17 обеспечивает соединение барабана с валом дизеля всегда в одном и том же относительном положении, и таким образом шкала на окружности барабана указывает углы поворота коленчатого вала.

Для уменьшения влияния трения на точность работы измерительного механизма гильза 19 через шестеренно-червячную передачу приводится во вращение от вала барабана. Уменьшению трения способствует также жидкость, обладающая хорошими смазывающими свойствами.

Электрическая система индикаторной установки включает цепи низкого и высокого напряжения. К центру мембраны 2 приемника давления подходит изолированный от корпуса электрод 4 так, что когда давление с обеих сторон мембраны одинаково, то между электродом и мембраной устанавливается очень маленький зазор (0,02 мм). Электрод соединен с тиратронным блоком 11, к выходу которого подключена шина 14. Вдоль шины, соприкасаясь с ней, перемещается искровой штифт 15.

На барабан 16 накладывается и закрепляется лист черной бумаги, на котором и записывается индикаторная диаграмма. Диаметр наружной поверхности барабана подобран так,

чтобы длина окружности его составляла 360 мм, поэтому каждый миллиметр длины диаграммы соответствует 1° угла поворота коленчатого вала.

Индикатор работает следующим образом. В тот момент, когда давление в цилиндре двигателя станет равным или чуть ниже давления воздуха над мембраной, она прогнется, контакт ее с электродом нарушится и электрическая цепь разомкнется. При этом тиратронный блок подаст на шину 14 импульс высокого напряжения, вследствие чего между искровым штифтом и барабаном «проскакивает» искра, прожигающая отверстие в бумаге, натянутой на барабан. Так как барабан вращается вместе с коленчатым валом двигателя, а подвижной плунжер вместе с искровым штифтом перемещается вдоль барабана под давлением воздуха в пневматической системе, то искра прожигает отверстие в бумаге в том месте, которое однозначно соответствует определенному давлению в цилиндре двигателя и определенному углу поворота коленчатого вала. То же самое происходит и при замыкании электрической цепи мембраной.

Для записи индикаторной диаграммы, открыв кран 9, повышают давление воздуха в пневмосистеме прибора, а значит, над мембраной 2 приемника давления и внутри гильзы 19 до величины, превышающей наибольшее давление в цилиндре. Затем закрывают кран 9 и, открывая кран 8, медленно «сравливают» давление в системе, выпуская воздух в атмосферу. При этом в результате совместной работы всех систем индикаторной установки на бумаге, наверху на барабан, будет записана индикаторная диаграмма, составленная из отдельных точек, причем каждому циклу принадлежат две точки — одна на линии сжатия, другая на линии расширения. Поскольку давление в пневматической системе в период записи диаграммы снижается, то каждые последующие точки лежат ниже предыдущих. К моменту, когда давление в системе станет равным атмосферному, на бумаге, прикрепленной к барабану, будет за-

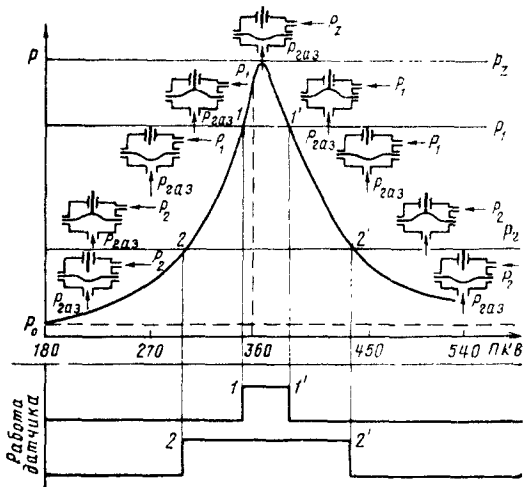


Рис. 32. Схема работы электропневматического индикатора:

$p_{газ}$ — давление в цилиндре дизеля; p_0 — атмосферное давление

фиксирована полностью индикаторная диаграмма, развернутая по углу поворота коленчатого вала двигателя.

Принцип работы электропневматического индикатора хорошо иллюстрируется схемой, приведенной на рис. 32. При снижении давления в пневмосистеме прибора первая точка запишется, когда давление над мембраной станет равным p_z (наибольшему давлению цикла). Когда давление в системе достигнет, например, значения p_1 , запишутся две точки — в момент замыкания электрической цепи точка 1 (линия сжатия), в момент размыкания цепи — точка 1', при понижении давления до значения p_2 совершенно аналогично запишутся точки 2 и 2' индикаторной диаграммы и т. д.

16. Основные требования к тепловозным дизелям и их технические данные

Дизель является важнейшим силовым агрегатом тепловоза, который в значительной степени определяет экономичность, надежность, эксплуатационные качества и тяговые возможности всего локомотива. Поэтому тепловозный дизель должен удовлетворять ряду требований.

На габаритные размеры и массовые характеристики тепловозного дизеля накладываются жесткие ограничения. Действительно, дизель устанавливается на раму тепловоза, длина которой не превышает 21—22 м, и размещается в кузове, поперечные размеры которого должны укладываться в габарит 1-Т. Вертикальная нагрузка от колесной пары на рельсы не должна превышать 235—250 кН ($\pm 3\%$). При этом необходимо обеспечить удобные условия обслуживания, монтажа и демонтажа оборудования. Исходя из этих ограничений длина современного мощного тепловозного дизеля равна 4500—6200, ширина 1500—1900, высота 2500—3200 мм.

Масса дизеля на отечественных тепловозах составляет 12—16% массы всего локомотива. Удельная масса двухтактных тепловозных дизелей 6,3—8,8 кг/кВт, четырехтактных — 5,0—8,4 кг/кВт. Частота вращения коленчатого вала дизеля должна быть в пределах 800—1100 об/мин, средняя скорость поршня не более 9—10 м/с, среднее эффективное давление 0,9—1,0 МПа у двухтактных и 1,4—1,8 МПа у четырехтактных дизелей. Современные тепловозные дизели имеют удельный расход топлива на номинальной мощности 205—220 г/(кВт·ч), причем такой расход должен выдерживаться в интервале от номинального режима до 60—70% от номинальной мощности двигателя. Удельный расход масла должен быть не более 1,5—2 г/(кВт·ч). Чтобы обеспечить вождение поездов большой массы, мощность дизелей перспективных тепловозов должна составлять 3000—6000 кВт.

В последние годы на тепловозах все чаще применяют четырехтактные дизели, которые по сравнению с двухтактными лучше приспособлены к локомотивной службе, характеризующейся частыми и резкими изменениями режима работы силовой установки, имеют повышенную топливную экономичность и меньшую удельную металлоемкость (при применении высокого наддува). Наиболее компактным и весьма целесообразным для тепловоз-

ного дизеля является V-образное расположение цилиндров.

Работа тепловозного дизеля в эксплуатации характеризуется частой сменой рабочих режимов (частот вращения коленчатого вала и нагрузок), сопровождающейся значительной долей переходных процессов, что снижает среднеэксплуатационную экономичность тепловозов и их надежность. Это обстоятельство особенно существенно для маневровых тепловозов, дизели которых работают большую часть времени на малых нагрузках и холостом ходу (80—90% общего времени) с очень большим числом переключений контроллера. В связи с этим на маневровых тепловозах целесообразно применять дизели с малой степенью наддува (см. также с. 139), что благоприятно скажется на протекании переходных процессов и режимов малых нагрузок и холостого хода, а следовательно, на экономичности этих тепловозов. Это тем более возможно, что в силу характера работы маневровые тепловозы должны иметь по сравнению с магистральными локомотивами относительно более высокий сцепной вес при небольшой мощности силовой установки. Использование таких дизелей с повышенной удельной массой на маневровых тепловозах будет также способствовать повышению эксплуатационной надежности локомотивной силовой установки.

Тепловозы в нашей стране работают и на Крайнем Севере, где температура доходит до минус 50 °С, и в Средней Азии, где температура воздуха достигает плюс 50 °С, на горных участках с барометрическим давлением значительно ниже нормального. В этих условиях дизель должен работать устойчиво, без значительного понижения мощности. Тепловозы, предназначенные для работы в северных и восточных районах СССР и, в частности, на Байкало-Амурской магистрали, должны быть оборудованы системой, позволяющей подогревать наддувочный воздух при низких температурах окружающей среды и малых нагрузках

Конструкция дизеля должна обеспечивать полную безопасность обслуживающего персонала при всех эксплуатационных условиях его работы, а также удобство разборки, сборки и возможность ремонта всех его узлов.

Срок службы тепловозного дизеля до переборки с выемкой поршней должен быть не менее 200—250 тыс. км пробега тепловоза (или 12 000—15 000 ч), а до капитального ремонта (моторесурс) — не менее 750—800 млн. км пробега (45 000—50 000 ч).

Как видим, требования, предъявляемые к тепловозным дизелям, весьма разнообразны и иногда противоречивы. Например, сочетание высокой мощности и надежности двигателя с жестко ограниченными габаритными размерами и массовыми показателями представляет собой трудную инженерную проблему и требует обоснованного оптимального решения этой задачи.

Для тепловозных дизелей большое значение имеет возможность развертывания конструкции в мощностной ряд для применения на локомотивах разной мощности с целью унификации отдельных узлов и деталей, снижения расходов на их ремонт и обслуживание и обеспечения возможности повышения мощности силового агрегата в перспективе. Мощностные ряды развертываются на базе цилиндров и шатунно-кривошипных механизмов одинаковой конструкции и размерности. Изменение мощности двигателя достигается варьированием числом цилиндров, их расположением, давлением наддувочного воздуха, частотой вращения вала. При этом для дизелей одного ряда можно сохранить 85—85% унифицированных деталей и узлов одинаковой конструкции, что обеспечивает возможность их массового производства, снижает стоимость изготовления и расходы в эксплуатации. Примером мощностного ряда являются дизели семейства Д49 ПО «Коломенский завод».

Каждый завод выпускающий дизели, обычно присваивает им условное обозначение (заводскую марку), например, 10Д100, 1А-5Д49, ПД1М и т. д.

Таблица 3

Основные параметры	Тип тепловозного дизеля								
	2Д100	10Д100	11Д45	ПД1М	3Д70	1А-5Д49	2А-5Д49	1Д49	М756
Обозначения по ГОСТ 4393-82	$\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ 10ДН	$\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ 10ДН	$\frac{23}{30}$ 16ДН	$\frac{31,8}{33}$ 6ЧН	$\frac{25}{27}$ 16ЧН	$\frac{26}{26}$ 16ЧН	$\frac{26}{26}$ 16ЧН	$\frac{26}{26}$ 20ЧН	$\frac{18}{20}$ 12ЧН
Эффективная мощность на номинальном режиме, кВт*	1470	2200	2200	880	2940	2200	2940	4410	735
Частота вращения коленчатого вала, об/мин:									
на номинальном режиме	850	850	750	750	1000	1000	1000	1100	1500
на холостом ходу	400	400	400	300	350	350	350	400	600
Конструктивная схема	Со встречно движущимися поршнями		V-образный	Однорядный	V-образный				
Тактность	2	2	2	4	4	4	4	4	4
Число цилиндров	10	10	16	6	16	16	16	20	12
Диаметр цилиндра, мм	207	207	230	318	250	260	260	260	180
Ход поршня, мм	2 × 254	2 × 254	300	330	270	260	260	260	200
Среднее давление при номинальной мощности, МПа	0,61	0,92	0,90	0,91	1,68	1,22	1,63	1,80	0,94
Средняя скорость поршня, м/с	7,2	7,2	7,5	8,25	9,0	8,7	8,7	9,53	9,3
Давление наддува, МПа	0,135	0,215	0,21	0,162	0,29	0,235	0,29	0,315	0,14
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	231	218	231	225	207	214	211	220	220
Масса дизеля (сухая), кг**	19 400	19 500	13 800	16 200	18 000	18 500	18 500	22 000	1900
Габаритные размеры дизеля, мм:									
высота	3240	3210	2600	2478	2950	2890	2890	2890	1480
длина	6115	6180	4484	5192	5000	4696	4722	4926	2420
ширина	1140	1730	1950	1467	1930	1610	1610	1610	1120
Серия тепловоза	ТЭ3 ТЭ7	3ТЭ10М 2ТЭ10Л 2ТЭ10В	ТЭП60	ТЭМ2	—	2ТЭ116	ТЭП70 2ТЭ121	ТЭП75	ТГ16

* При нормальных атмосферных условиях: температура воздуха +20 °С, давление 760 мм рт. ст., влажность 70 %; при других условиях мощность определяется пересчетом.

** С поддвальной рамой.

ГОСТом предусмотрены единые правила обозначения типа двигателя, учитывающие его важнейшие особенности и параметры. Так, дизель 1А-5Д49 в соответствии с ГОСТом имеет обозначение $16\text{ЧН} \frac{26}{26}$, которое расшифровывается так: 16 — число цилиндров; Ч — четырехтактный двига-

тель (буква Д на этом месте означала бы двухтактный); Н — двигатель с наддувом; 26 — (в числителе) диаметр цилиндра в сантиметрах; 26 — (в знаменателе) ход поршня в сантиметрах. Основные технические характеристики тепловозных дизелей отечественных тепловозов приведены в табл. 3.

17. Техничко-экономические характеристики тепловозных двигателей

Для оценки технико-экономических показателей дизелей в широком диапазоне изменения условий эксплуатации служат характеристики дизелей. *Характеристиками дизеля* называются зависимости (как правило, графические) между различными параметрами (показателями) двигателя при изменении режима работы силовой установки.

Характеристики дизелей обычно получают опытным (экспериментальным) путем при испытании одного из первых экземпляров данного дизеля на стендах завода-изготовителя или научно-исследовательской организации. Полученные при этом параметры должны удовлетворять техническим условиям, которые были предъявлены заводу заказчиком (потребителем)¹. По полученным характеристикам заказчик может судить об эксплуатационных свойствах дизеля, прогнозировать его надежность и долговечность (моторесурс), определить область рабочих режимов, оценить среднее эксплуатационное удельное потребление топлива, а также среднюю себестоимость одного тонно-километра перевозочной работы.

Скоростные характеристики. Зависимость мощности дизеля (или вращающего момента на коленчатом валу или другого показателя работы дизеля) от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органов, управляющих подачей топлива в цилиндры, называется *скоростной характеристикой*. Скоростная характеристика, снятая при положении регулирующего органа, соответствующем наибольшей подаче топлива в цилиндры, т. е. проходящая через точку номинального режима, называется *внешней характеристикой*. Все другие скоростные характеристики, снятые при уменьшенной (но также неизменной) подаче топлива, назы-

ваются *частичными характеристиками* (рис. 33).

При снятии скоростной характеристики обычно фиксируют определенное положение органов, управляющих подачей топлива, а частоту вращения коленчатого вала меняют посредством изменения внешней нагрузки, т. е. изменяя момент на валу тягового генератора. Органом, изменяющим подачу топлива в цилиндры, у тепловозного дизеля является шток силового поршня серводвигателя регулятора дизеля.

Понятно, что скоростных характеристик у дизеля бесконечное множество, и самая «верхняя» из них — это внешняя характеристика. Поле, расположенное под внешней характеристикой в интервале от минимальной частоты вращения коленчатого вала n_{\min} до наибольшей частоты вращения n_{\max} , которые определяются на-

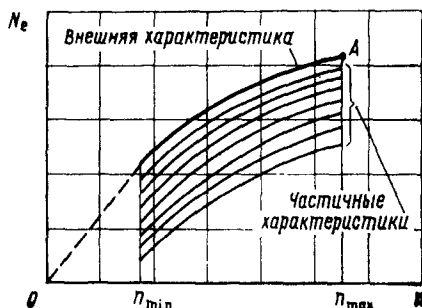


Рис. 33. Скоростные характеристики: N_e — эффективная мощность; n — частота вращения коленчатого вала; A — точка, соответствующая номинальному режиму работы дизеля

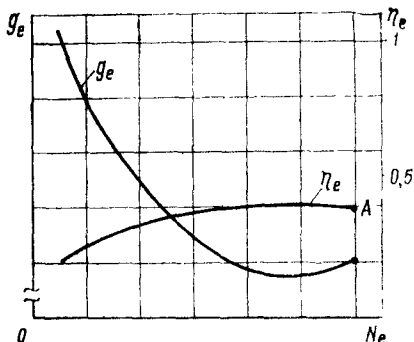


Рис. 34. Нагрузочные характеристики дизеля: η_e — эффективный к. п. д.; g_e — удельный расход топлива дизелем; N_e — эффективная мощность дизеля

¹ Заказчиком для тепловозных дизелей является Министерство путей сообщения.

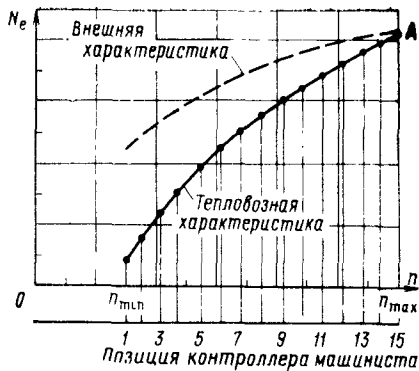


Рис. 35. Тепловозная (генераторная) характеристика дизеля

стройкой регулятора частоты вращения, является областью возможных режимов работы дизеля. Крайняя правая точка *A* внешней характеристики соответствует номинальному режиму работы дизеля, т. е. полной мощности его.

Нагрузочная характеристика. Это графическая зависимость удельного

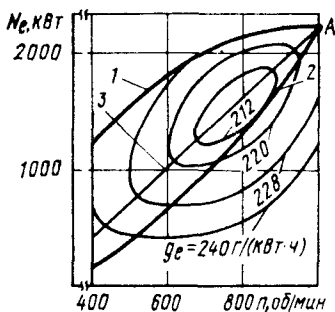


Рис. 36. Универсальная характеристика тепловозного дизеля:

1 — внешняя характеристика; 2 — тепловозная характеристика; 3 — экономическая характеристика

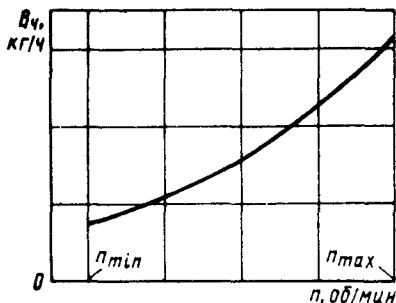


Рис. 37. Характеристика холостого хода тепловозного двигателя внутреннего сгорания

расхода топлива, или коэффициента полезного действия, или какого-либо другого показателя работы дизеля от его мощности (или вращающего момента на валу) при постоянной частоте вращения коленчатого вала (рис. 34).

Тепловозная характеристика. Графическая зависимость мощности дизеля от частоты вращения коленчатого вала при условии, что дизель нагружается по закону, который определяется свойствами передачи тепловоза (орган, управляющий подачей топлива в цилиндры, не фиксируется в определенном положении, регулятор дизеля работает) называется тепловозной характеристикой. Для дизелей, устанавливаемых на тепловозы с электрической передачей, у которых нагрузочным агрегатом является тяговый генератор, тепловозная характеристика одновременно и *генераторная характеристика* (рис. 35). Форма этой характеристики зависит от настройки системы возбуждения тягового генератора. В эксплуатации тепловозный дизель работает только на режимах, соответствующих отдельным точкам генераторной характеристики, которые определяются положением рукоятки (штурвала) контроллера машиниста. Переход с одного режима работы дизеля на другой осуществляется машинистом путем изменения затяжки пружины регулятора, что достигается переводом рукоятки контроллера из одного положения в другое. Поэтому можно считать, что тепловозный дизель работает практически по генераторной характеристике.

Универсальная характеристика (или многопараметровая). Это графическая зависимость, которая одновременно определяет изменение трех или более связанных друг с другом параметров работы дизеля (рис. 36). Это семейство кривых, соединяющих точки с одинаковыми значениями какого-либо показателя работы дизеля, который в данном случае больше всего интересует. На универсальную характеристику, приведенную на рис. 36, наложены внешняя и тепловозная (генераторная) характеристики дизеля, а также так называемая *экономическая*

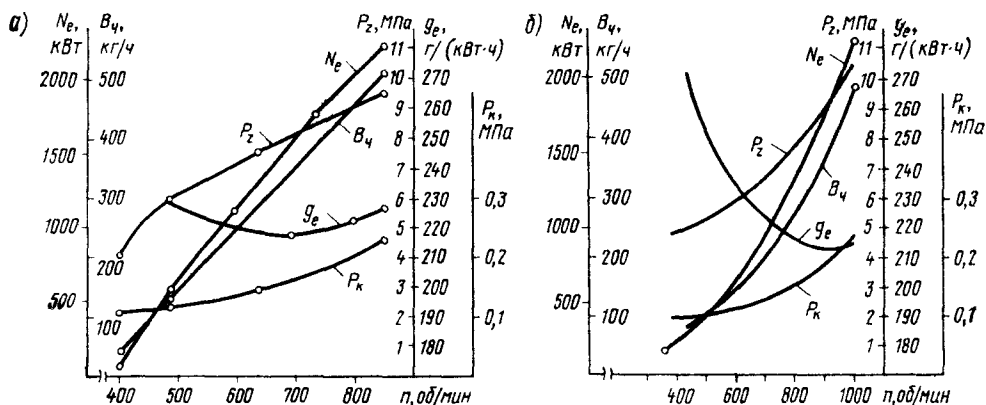


Рис. 38. Изменение показателей работы дизеля 10Д100 (а) и 1А-5Д49 (б) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при работе его по тепловозной (генераторной) характеристике:

N_e — эффективная мощность дизеля; B_{ch} — часовой расход топлива; g_e — удельный расход топлива дизелем; P_z — максимальное давление в цилиндрах; P_k — давление наддувочного воздуха

характеристика, которая проходит через точки, соответствующие нагрузкам с наименьшим удельным эффективным расходом топлива на каждом положении рукоятки контроллера машиниста. Таким образом, универсальная характеристика дает наиболее наглядное представление об эксплуатационных свойствах дизеля. Она позволяет по двум параметрам, отложенным на осях координат, определить значение других показателей (по нанесенным на графике кривым). По универсальной характеристике легко определить наиболее экономичные режимы работы дизеля. Как видно из рис. 36, для того чтобы обеспечить наименьший среднеэксплуатационный расход топлива на измеритель перевозочной работы, необходимо, чтобы тепловозная (генераторная) характеристика дизеля располагалась возможно ближе к его экономической характеристике, а еще лучше — совпадала с ней.

Отметим, что кривые универсальной характеристики, соответствующие меньшим удельным расходам дизельного топлива, располагаются ближе к центру семейства кривых, а кривые, проведенные через точки с большими удельными расходами, — дальше от центра.

Характеристика холостого хода. Графическая зависимость часового

расхода топлива дизелем от частоты вращения коленчатого вала при работе двигателя без нагрузки ($N_e=0$) называется *характеристикой холостого хода* (рис. 37). По этой характеристике можно судить об экономичности работы дизеля на холостом ходу, что весьма важно, учитывая, что в эксплуатации магистральные тепловозы до 35—45 %, а маневровые до 80—85 % всего рабочего времени работают без нагрузки.

Как уже было отмечено выше, все рассмотренные характеристики двигателей внутреннего сгорания получают опытным путем при испытании их на экспериментальных стендах, при этом кривые наносятся через точки, которые наносятся на планшет по данным, взятым из результатов испытаний двигателя. Каждая нанесенная точка соответствует определенному установившемуся¹ режиму работы. Установление такого режима возможно только в том случае, когда мощность дизеля N_e на фланце коленчатого вала равна мощности, потребляемой нагрузкой.

¹ Установившимся режимом работы двигателя называется режим, при котором показатели работы (мощность, частота вращения вала, расход топлива и т. д.) не изменяются во времени. Точка, соответствующая такому режиму, может быть определена наложением характеристики нагрузочного агрегата на характеристику двигателя.

зочным агрегатом. Режим работы дизеля устанавливается под влиянием двух независимых друг от друга факторов: первый — положение регулирующего органа топливнотпрыскивающей аппаратуры — зависит от машиниста локомотива, устанавливающего рукоятку контроллера в определенное положение; второй — вращающий момент, приложенный к фланцу отбора мощности вала дизеля со стороны нагрузочного агрегата (потребителя энергии). Все величины, характеризующие работу дизеля, — мощность, коэффициент полезного действия, частота вращения коленчатого вала, вращающий момент на валу и другие —

зависят от этих двух факторов и полностью определяются ими.

Приведенные на рис. 33—37 характеристики не относятся к какому-либо конкретному дизелю, на осях координат этих характеристик не нанесены шкалы значений величин, поэтому показанные кривые отражают лишь качественную сторону вопроса — характер протекания рассматриваемых зависимостей. На рис. 38 представлены характеристики дизелей 10Д100 и 1А-5Д49, полученные при условии, что изменение режимов работы дизеля осуществляется переводом рукоятки контроллера из одного положения в другое, т. е. когда дизель нагружается по тепловозной характеристике.

Глава VI УСТРОЙСТВО ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

18. Дизель 10Д100

На железнодорожном транспорте работает более 90 % (от общего количества) магистральных тепловозов, на которых установлены дизели 2Д100 и 10Д100 средней быстроходности, относящиеся к мощностному ряду дизелей типа Д100, созданных на Харьковском заводе транспортного машиностроения. Число цилиндров, их размеры, ход и средняя скорость поршней, частота вращения коленчатых валов, порядок работы цилиндров, степень сжатия, рабочий объем цилиндров у этих дизелей одинаковы. Пуск дизелей электрический от тягового генератора.

Увеличение мощности дизеля 10Д100 до 2210 кВт достигнуто путем повышения давления наддувочного воздуха с 0,13 МПа до 0,22 МПа, охлаждения наддувочного воздуха перед поступлением в цилиндры до 65 °С и подачи большего количества (примерно на 40 %) топлива в цилиндры за цикл. В отличие от дизеля 2Д100 на 10Д100 установлен объединенный регулятор частоты вращения и мощности, применена двухступенчатая система наддува воздуха с использованием энергии отработавших газов, установлены

водяные охладители для охлаждения наддувочного воздуха. Дизели спроектированы с учетом применения крупноагрегатного метода ремонта и могут эксплуатироваться в различных климатических условиях. Дизели 10Д100 (рис. 39) имеют в одном блоке два коленчатых вала (верхний и нижний), связанных между собой вертикальной передачей, и по два поршня в одном цилиндре, которые головками направлены навстречу друг к другу.

Валы дизеля вращаются в противоположных направлениях с одинаковой частотой, а поршни имеют одинаковые значения хода и скорости перемещения навстречу друг другу. Это обеспечивает работу дизеля без значительных вибраций. Блок дизеля стальной сварной конструкции разделен по горизонтали и вертикали перегородками. По горизонтали блок делится перегородками на пять отсеков: верхнего коленчатого вала, продувочного воздуха, топливных насосов и форсунок, выпускных коллекторов и нижнего коленчатого вала. По длине блок поделен на три отсека: механизма управления, втулок цилиндров, вертикальной передачи.

Отсек верхнего коленчатого вала. Отсек сверху закрыт крышкой. В

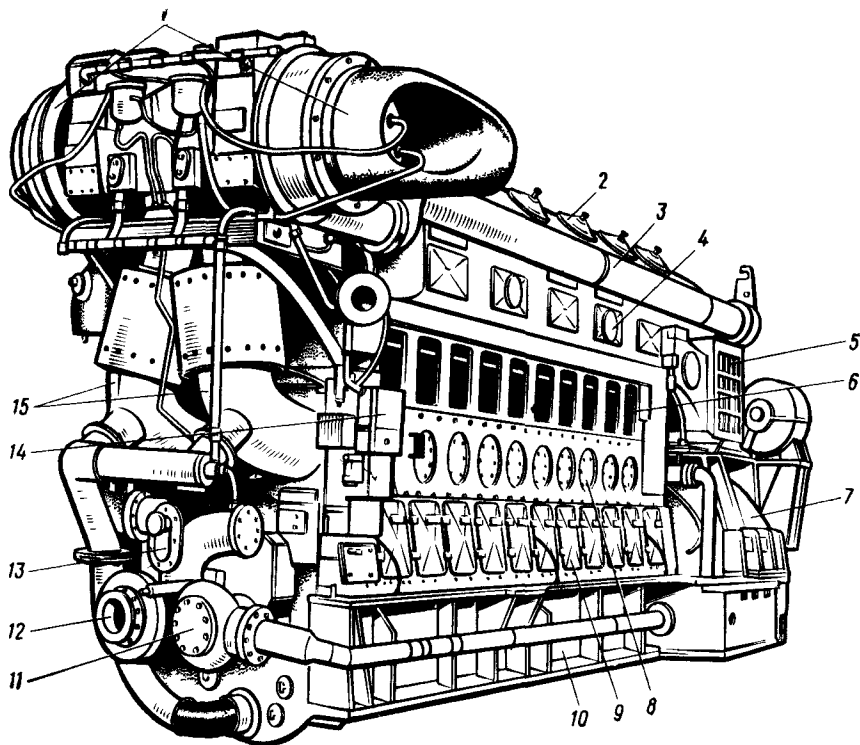


Рис. 39. Внешний вид дизеля 10Д100:

1 — турбокомпрессоры; 2, 4, 8, 9 — люки; 3 — воздухопровод; 5 — воздухоохладитель; 6 — отсек топливных насосов и форсунок; 7 — генератор; 10 — поддизельная рама; 11, 12 — водяные насосы; 13 — масляный насос, 14 — регулятор частоты вращения и мощности; 15 — выпускные патрубки

крышке имеются шесть люков 2 для осмотра верхнего коленчатого вала, его подшипников и трубопровода, подводящего масло к подшипникам вала. На крышке блока с левой и правой стороны смонтированы два маслоотделителя. Через маслоотделители проходят газы, отсасываемые турбовоздуходувками из блока для создания разрежения в картере (10—40 мм вод. ст.). Повышение давления выше 0,04 МПа (40 мм вод. ст.) будет свидетельствовать о «пробое» газов в картер. Из маслоотделителей масло сливается в картер (полость поддизельной рамы является резервуаром для масла).

В отсеке размещены двенадцать коренных подшипников, в которых вращается верхний коленчатый вал. Шатунные шейки вала связаны шатунами с верхними поршнями. В этом отсеке проходит трубопровод масла, подаваемого для смазывания подшипников и охлаждения поршней.

Отсек продувочного воздуха. Отсек служит резервуаром для воздуха, нагнетаемого в цилиндры дизеля. С левой и правой стороны дизеля к блоку приварены впускные коллекторы, имеющие шесть люков 4, закрытых крышками. На трех крышках с обеих сторон установлены предохранительные клапаны, которые открываются при повышении давления в коллекторе более 0,25 МПа. Из коллектора воздух через отверстия в боковой стенке блока подается в отсек внутри блока, а из него — к продувочным окнам во втулке.

Отсек топливных насосов и форсунок. В отсеке расположены топливные насосы с рейками, которые соединены тягами с серводвигателем регулятора, а также форсунки; на каждом цилиндре установлено по две форсунки и по два топливных насоса. Как форсунки, так и топливные насосы расположены с обеих сторон дизеля друг против друга. Топливные насосы прикрепле-

ны к нижней части отсека продувочного воздуха, форсунки шпильками прикреплены к корпусам адаптеров, которые ввернуты в цилиндрические втулки.

Отсек механизма управления. В передней части¹ отсека на концевую шейку верхнего коленчатого вала насажена ведущая шестерня, которая через две промежуточные и две приводные шестерни передает вращение двум кулачковым валам топливных насосов. От валов через кулачки и ролики движение передается к толкателям, которые перемещают плунжеры топливных насосов вниз. При этом плунжеры нагнетают и проталкивают топливо через отверстия в форсунках, и в мелкораспыленном виде оно поступает в цилиндры дизеля. В обратном направлении плунжер перемещается под действием сжатой пружины. Через фильтр тонкой очистки, установленный на кронштейне крепления турбовоздуходувки с правой стороны дизеля, топливо поступает в коллектор, а из него к каждому топливному насосу. На выходе топлива из коллектора установлен клапан, поддерживающий давление топлива в системе 0,15—0,25 МПа.

Количество топлива, подаваемого в цилиндры дизеля, равно как и частоту вращения коленчатого вала, задает машинист при помощи контроллера машиниста, а поддерживает установленную цикловую подачу регулятор частоты вращения 14 при помощи системы тяг, расположенных в отсеке управления, и продольных тяг, соединенных с рейками топливных насосов. Механизм управления при помощи серводвигателей, электропневматических вентилях отключает пять насосов с правой и десять с левой стороны.

С левой стороны вдоль блока ниже продувочного коллектора проходит

¹ Передней частью блока (дизеля) условно принято считать место расположения механизма управления, от него же ведется отсчет цилиндров. На правой передней стороне блока смонтирована кнопка аварийной остановки дизеля и рукоятка установки предельного регулятора частоты вращения дизеля и реек топливных насосов в рабочее положение.

водяной коллектор, куда со всех охлаждаемых водой частей поступает горячая вода, а из него направляется в секции охлаждающего устройства.

Отсек выпускных коллекторов. Выпускные коллекторы размещены в нишах блока с левой и правой стороны и снаружи закрыты стальными листами — плитами жесткости. Плиты придают блоку необходимую жесткость и предохраняют его от коробления. В плитах жесткости имеются окна, через которые ставят и снимают крышки люков выпускных коллекторов.

Осмотр поршневых колец нижних поршней, очистку от нагара выпускных коллекторов, окон в выпускных коробках и втулках производят через круглые люки в выпускных коллекторах. Крышки люков имеют асбестовые прокладки и закрыты откидными площадками на поворотных кронштейнах. Площадки во время работы дизеля, когда люки нагреты, предохраняют обслуживающий персонал от ожогов, а при осмотре и ремонте их устанавливают и используют как площадки для ремонтных бригад.

Вдоль дизеля в верхней части блока с левой и правой стороны укреплены поручни, обеспечивающие удобство и безопасность обслуживающего персонала при осмотре и ремонте.

Отсек нижнего коленчатого вала. В отсеке блока нижнего коленчатого вала с левой и правой стороны дизеля имеются десять люков 9 с крышками. На всех крышках с левой стороны дизеля установлены предохранительные клапаны, срабатывающие при повышении давления в картере 0,05 МПа. Через люки осматривают нижний коленчатый вал и его подшипники, трубопровод подвода масла, нижние головки шатунов, и при необходимости разбирают и собирают коренные и шатунные подшипники, вынимают и ставят нижние и верхние поршни.

Блок дизеля прикреплен болтами к сварной поддизельной раме 10. Снизу к раме приварен поддон, служащий резервуаром (маслосборником), в котором хранится масло для смазыва-

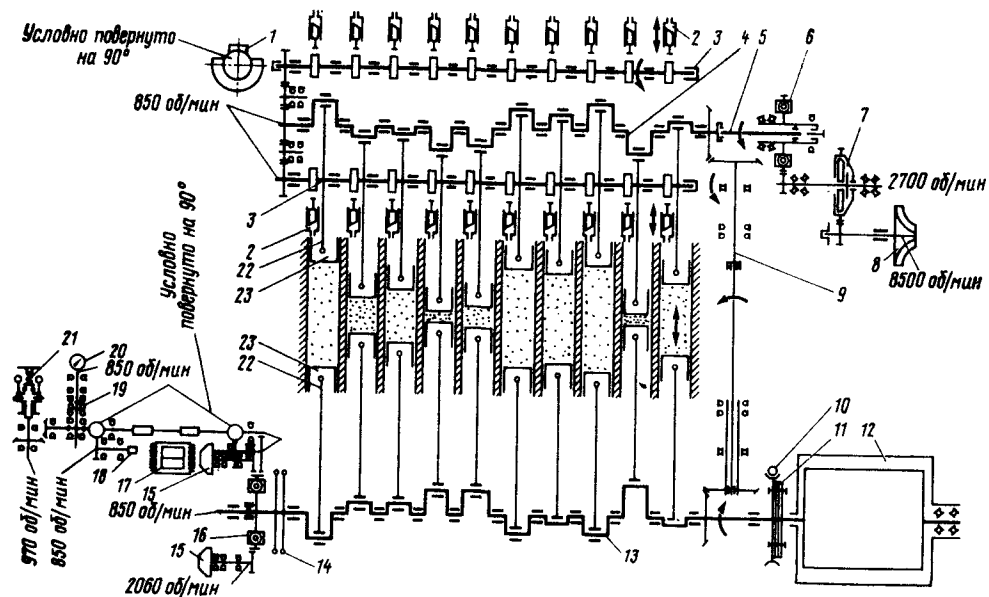


Рис. 40. Кинематическая схема дизеля 10Д100:

1 — предельный регулятор частоты вращения дизеля; 2 — топливные насосы левой и правой стороны; 3 — кулачковые валы топливных насосов; 4 — верхний коленчатый вал; 5 — вал торсионный; 6 — шестерня с пружинной муфтой; 7 — шестерня с центробежно-фрикционной муфтой; 8 — рабочее колесо воздушного нагнетателя второй ступени; 9 — вертикальная передача; 10 — механизм валоповоротный; 11 — муфта привода генератора; 12 — тяговый генератор; 13 — нижний коленчатый вал; 14 — антивибратор; 15 — насос водяные; 16 — эластичная шестерня; 17 — насос масляный; 18 — привод тахометра; 19 — муфта разобщительная; 20 — тахометр; 21 — объединенный регулятор частоты вращения и мощности; 22 — шатуны; 23 — поршни

ния трущихся деталей и охлаждения головок поршней дизеля. Сверху поддона укреплены металлические сетки, предохраняющие масло от засорения, а также от вспенивания. Уровень масла в картере дизеля определяется с правой стороны. Он должен быть не выше верхней и не ниже нижней отметки на щупе. Заливают масло в картер через заправочную горловину, расположенную около первого люка отсека нижнего коленчатого вала с правой стороны дизеля. Плоскость поддона имеет наклон в сторону тягового генератора 7, где расположен отстойник и сливная труба.

В блоке имеются десять отверстий, в которые вставлены втулки цилиндров, прикрепленные к блоку четырьмя шпильками каждая. Верхняя часть втулки охлаждается нагнетаемым воздухом. Средняя, наиболее интенсивно нагревающаяся часть, охлаждается водой, циркулирующей в полости охлаждения, образованной наружной поверхностью втулки и рубашкой, надетой на нее. Нижняя часть втулки вхо-

дит внутрь выпускной коробки, также имеющей полость для циркуляции охлаждающей воды. Нагнетаемый воздух подается через впускные окна, расположенные в верхней части цилиндрических втулок. Впускные окна открываются и закрываются верхними поршнями, а выпускные — нижними поршнями. Выпускные коллекторы, расположенные вдоль дизеля внутри блока с левой и правой стороны, прикреплены шпильками к выпускным коробкам. Выпускные коллекторы и выпускные коробки охлаждаются водой.

Коленчатые валы соединены торсионной вертикальной передачей 9 (рис. 40) при помощи конических шестерен. Такая связь обеспечивает синхронную работу поршней и всех агрегатов, связанных с коленчатыми валами. От верхнего вала к нижнему передается около 30 % мощности дизеля, а от нижнего к тяговому генератору — суммарная мощность дизеля. На кинематической схеме представлена связь отдельных частей дизеля и вспомогательных агрегатов, причём неко-

торые узлы показаны условно повернутыми на 90°. Кулачковые валы 3 и топливные насосы 2, которые на дизеле расположены с левой и правой стороны, на схеме условно размещены один над другим.

Для продувки и зарядки цилиндров воздухом в задней части дизеля смонтированы на кронштейнах два турбокомпрессора 1 (см. рис. 39) типа ТК-34Н-04С, работающих параллельно. Для работы турбокомпрессоров используется энергия расширения отработавших газов дизеля, которые по выпускным коллекторам, расположенным с правой и левой стороны дизеля, а затем по двум выпускным патрубкам 15 и двум компенсаторам поступают на лопатки газовых турбин, приводя во вращение их роторы. Из турбин газы удаляются через выпускные корпуса турбокомпрессора, выпускную трубу и патрубок над крышей тепловоза в атмосферу. На валах роторов турбин укреплены колеса центробежных нагнетателей. При вращении роторов центробежные нагнетатели сжимают поступающий к ним через фильтры (воздухоочистители) воздух до 0,17 МПа (первая ступень сжатия) и по двум воздухопроводам 3 подают его в нагнетатель с механическим приводом (вторая ступень сжатия), где он сжимается до 0,22 МПа. После нагнетателя второй ступени воздух проходит через два воздухоохладителя 5 трубчатого типа, где он охлаждается до 65°C и поступает в воздушный коллектор, а из него в цилиндры дизеля. Рабочее колесо 8 (см. рис. 40) нагнетателя второй ступени приводится в движение от верхнего коленчатого вала через торсионный вал 5 и повышающий редуктор. Нагнетатель с редуктором смонтированы на правой верхней части блока дизеля, под ним установлены воздухоохладители 5 (см. рис. 39).

Для устранения опасных резонансных крутильных колебаний на нижний коленчатый вал со стороны механизма управления напрессована ступица, на которой смонтирован antivибратор 14 (см. рис. 40). На удлиненный конец ступицы antivибратора насажена эла-

стичная шестерня 16, которая через промежуточные шестерни приводит в действие водяные насосы 11, 12 (см. рис. 39), расположенные впереди на торцовой стенке блока дизеля (справа — для системы охлаждения дизеля, слева — для системы охлаждения масла и наддувочного воздуха).

С шестерней эластичного привода находятся в зацеплении также шестерни привода масляного насоса 17 дизеля, регулятора частоты вращения 14 и тахометра 20 (см. рис. 40). Масляный насос обеспечивает циркуляцию масла в масляной системе дизеля. От нагнетательного патрубка масляного насоса часть масла через проволочно-щелевые фильтры отводится для смазывания трущихся деталей турбокомпрессора. С правой стороны около отсека управления установлен дополнительно масляный центробежный фильтр. Через этот фильтр пропускается только часть масла. Масло к центробежному фильтру подается под давлением 0,8—1,05 МПа отдельным масляным насосом, установленным на заднем распределительном редукторе. С левой стороны около тягового генератора в верхнем масляном коллекторе смонтированы два датчика электроманометров, а около них два реле давления масла, одно из которых снимает нагрузку, а другое — останавливает дизель при понижении давления масла ниже допустимого. Объединенный регулятор частоты вращения и мощности 21, тахометр и кнопка для периодического включения его установлены с левой стороны дизеля.

На ступицу antivибратора насажена карданная вилка, от которой через крестовину осуществляется привод вспомогательных агрегатов. С противоположной стороны дизеля от нижнего коленчатого вала 13 через муфту 11 вращение передается якорю тягового генератора 12. Ведущий диск муфты привода тягового генератора имеет зубья для сцепления с червяком валоповоротного механизма 10, при помощи которого можно поворачивать валы дизеля при ремонте. Перед пуском дизеля червяк валоповоротного

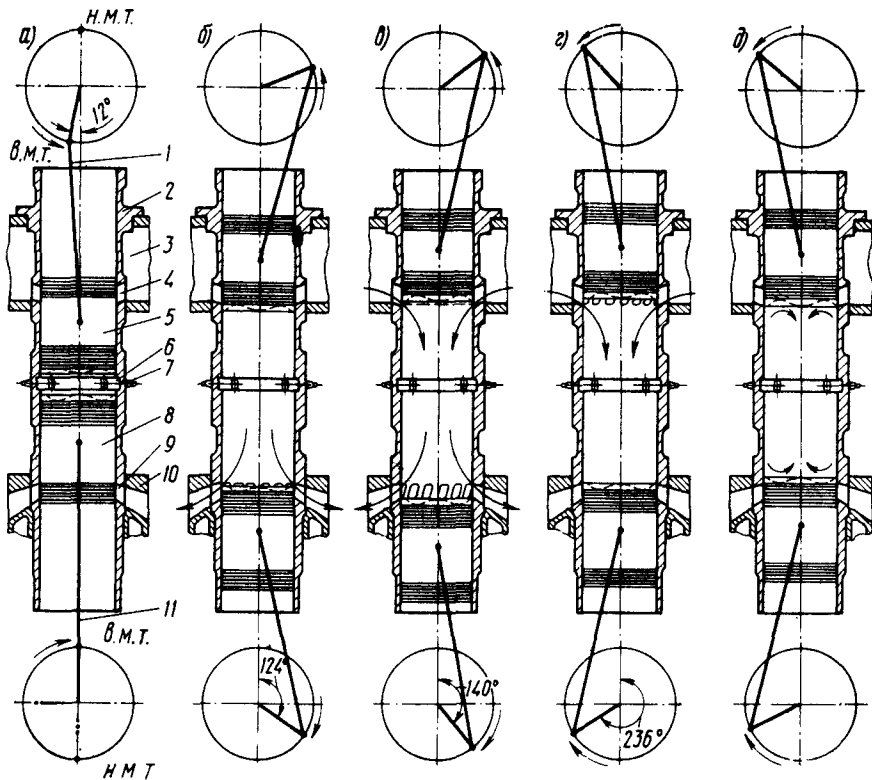


Рис 41. Схема работы шатунно-кривошипного механизма и поршней дизеля 10Д100

1 — шатун верхний, 2 — втулка цилиндра, 3 — воздушный коллектор, 4 — впускные окна, 5 — поршень верхний, 6 — камера сгорания, 7 — форсуника, 8 — поршень нижний; 9 — окна выпускные, 10 — выпускной патрубков, 11 — шатун нижний

механизма отсоединяют от ведущего диска муфты. Чтобы избежать пуска дизеля с включенным валоповоротным механизмом, предусмотрен блокирующий концевой выключатель, разрывающий электрическую цепь пуска дизеля.

Работа дизеля. Дизели типа Д100 работают по двухтактному циклу. Следовательно, при максимальной частоте вращения коленчатого вала 850 об/мин в каждом цилиндре происходит 850 полных циклов в 1 мин. При движении поршней навстречу друг другу от их наружных мертвых точек к внутренним вначале нижний поршень перекрывает выпускные окна, а затем верхний — впускные. При движении поршней от внутренней мертвой точки к наружной, наоборот, вначале нижние поршни открывают выпускные окна, а затем верхние — впускные. Такая очередность закрытия и открытия окон объясняется тем,

что нижний коленчатый вал по углу поворота опережает верхний на 12° , т. е. когда колено нижнего вала расположено вертикально и поршень находится во внутренней мертвой точке, то колено верхнего вала еще не дошло до внутренней мертвой точки на угол в 12° , как показано на рис. 41, а. Когда нижний поршень не дошел на $(10 \pm 1)^\circ$ до внутренней мертвой точки (геометрический угол опережения подачи топлива), в цилиндр через форсунку под давлением 21 МПа впрыскивается в камеру сгорания топливо в мелкораспыленном виде. Топливо смешивается со сжатым воздухом, имеющим температуру 500—600 °С, и воспламеняется. При горении топлива образуются газы, давление которых достигает 9,5—12 МПа. Газы давят на головки поршней, они расходятся к наружным мертвым точкам и при помощи шатунно-кривошипного механизма возвратно-поступательное

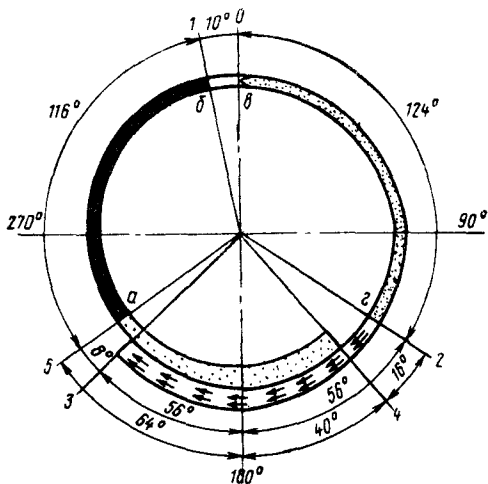


Рис. 42. Диаграмма фаз газораспределения дизеля 10Д100:

1 — начало подачи топлива в цилиндр; 2 — начало открытия выпускных окон; 3 — закрытие выпускных окон; 4 — начало открытия впускных окон; θ — начало отсчета градусов угла поворота кривошипа коленчатого вала, соответствующее в. м. т.; 5 — закрытие впускных окон; α — β — сжатие воздуха; β — θ — подача топлива и его горение; α — γ — расширение газов; γ —3 — выпуск отработавших газов; 4— α — впуск продувочного воздуха

движение поршня превращается во вращательное движение коленчатого вала. В данном случае происходит рабочий ход. По мере расхождения поршней давление газов в цилиндре постепенно снижается. При повороте нижнего коленчатого вала на 124° (рис. 41, б) поршень открывает выпускное окно 9 и газы поступают в выпускной патрубков 10. Происходит удаление газов из цилиндра. Через 140° поворота нижнего вала верхний поршень 5 (см. рис. 41, в) открывает впускные окна 4, и воздух воздушного коллектора 3 поступает в цилиндр, происходит продувка цилиндра. Через 236° (рис. 41, г) нижний поршень 8 закрывает выпускные окна 9, а через впускные окна 4 воздух поступает в цилиндр, происходит дозарядка. Наконец, впускные 4 и выпускные 9 окна закрыты (рис. 41, д), поршни движутся навстречу друг другу — воздух сжимается, а далее цикл повторяется.

Впускные окна во втулках цилиндров выполнены таким образом, что поступающий в цилиндр воздух совершает вихревое винтообразное движение. Это способствует лучшему очи-

щению цилиндра от оставшихся газов и более интенсивному перемешиванию воздуха с топливом, что улучшает горение. Когда верхний поршень еще не дошел до внутренней мертвой точки (в. м. т.) на 6° , а нижний поршень прошел в. м. т. на 6° , расстояние между поршнями будет наименьшим.

Диаграмма фаз газораспределения. Лучше всего можно проследить рабочий процесс дизеля за один оборот коленчатого вала по диаграмме (рис. 42). Отсчет градусов ведется от в. м. т. Топливо подается в цилиндр самовоспламеняется за $(10 \pm 1)^\circ$ до в. м. т. Конец подачи и начало горения топлива зависят от настройки дизеля. Образовавшиеся от сгорания топлива газы расширяются, передвигая поршень от в. м. т. Такт расширения газов заканчивается спустя 124° после в. м. т. Выпуск газов происходит за время поворота кривошипа на 16° , а затем верхний поршень открывает продувочные окна, и воздух начинает поступать в цилиндр, вытесняя остатки газов и заполняя его чистым воздухом. Продувка цилиндра продолжается до закрытия нижним поршнем выпускных окон, и в течение 8° происходит дозарядка цилиндра свежим воздухом. После этого впускные окна закрываются поршнями, и спустя 64° после н. м. т. начинается сжатие воздуха, которое продолжается до тех пор, пока нижний поршень не дойдет на $10 \pm 1^\circ$ до в. м. т. Затем цикл повторяется снова.

19. Дизель 2А-5Д49

Дизель 2А-5Д49 мощностью 2940 кВт является одной из модификаций мощностного ряда четырехтактных дизелей типа Д49, созданных ПО «Коломенский завод». Все основные сборочные единицы дизелей этого ряда (цилиндро-поршневая группа, шатунно-кривошипный механизм, клапанный механизм, топливная аппаратура, подшипники коленчатого вала, фильтры и др.) одинаковы для всех модификаций. Наибольшую степень унификации сборочных единиц и дета-

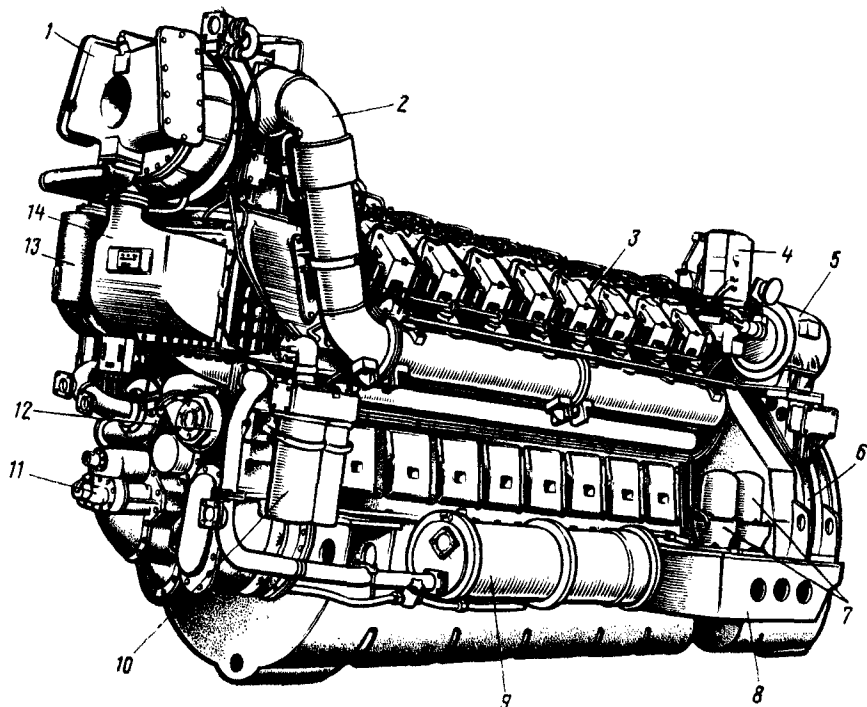


Рис. 43. Внешний вид дизель-генератора 2А-9ДГ:

1 — турбокомпрессор; 2 — выпускной коллектор; 3 — крышка клапанного механизма; 4 — регулятор частоты вращения; 5 — возбудитель; 6 — тяговый генератор; 7 — центробежные очистители масла; 8 — поддизельная рама; 9 — теплообменник; 10 — фильтры грубой очистки масла; 11 — масляный насос; 12 — водяные насосы; 13 — маслоотделительный бачок; 14 — охладитель воздуха

лей (до 90 %) дизель 2А-5Д49 имеет со сборочными единицами и деталями дизеля 1А-5Д49 мощностью 2250 кВт. Повышение мощности дизеля до 2940 кВт достигнуто за счет увеличения давления наддувочного воздуха с 0,14 до 0,186 МПа, а также за счет более качественного воздушно-снабжения и параметров рабочего процесса. Дизель 2А-5Д49 (рис. 43) 16-цилиндровый, имеет V-образное расположение цилиндров. Дизель вместе с тяговым генератором монтируется на общей поддизельной раме 8, образуя дизель-генераторную установку 2А-9ДГ.

Дизель-генератор установлен на раме тепловоза на резинометаллических амортизаторах. Амортизаторы снижают уровень вибраций, передаваемых работающим дизелем на раму тепловоза и кабину машиниста. В поддизельной раме 8 в ее нижней части размещен резервуар для масла (картер) вместимостью 1000 л. Здесь

же установлен маслозаборник. Сетки над масляным резервуаром предохраняют от попадания в масло посторонних предметов.

На поддизельной раме болтами укреплен сварно-литой блок дизеля, разделенный перегородками на отсеки (секции). В каждом отсеке выполнены расточки, в которые вставлены рабочие втулки цилиндров дизеля с надетыми на них рубашками охлаждения. Угол между осями цилиндров правого и левого рядов для всех модификаций дизелей составляет 42°. К поперечным перегородкам блока приварены литые элементы, служащие постелями для верхних вкладышей коренных подшипников коленчатого вала дизеля. Постели нижних коренных вкладышей выполнены также литыми и прикреплены болтами к верхним постелям. Сопрягаемые постели имеют зубцы по месту стыка. Коленчатый вал, укладываемый на подвесные коренные подшипники, цельноли-

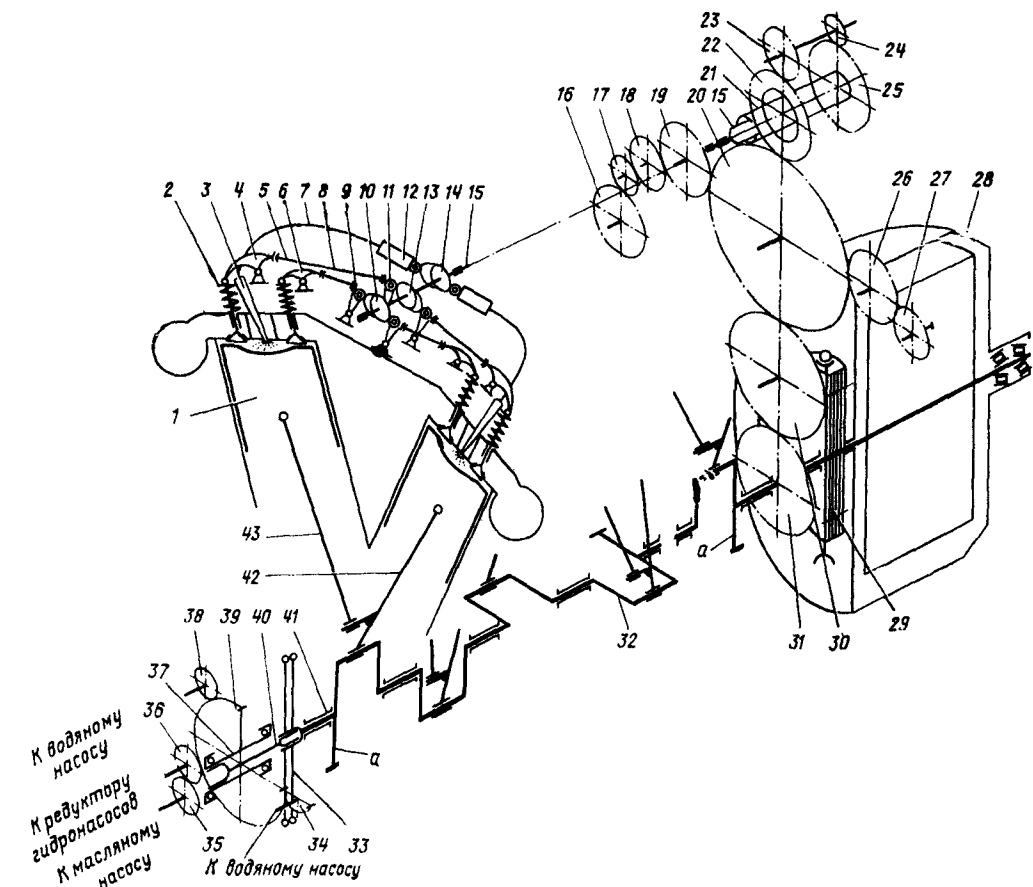


Рис. 44. Схема дизель-генератора 2А-9ДГ:

1 — поршень; 2, 5 — выпускной и впускной клапаны; 3 — форсунка; 4, 6 — рычаги выпускного и впускного клапанов; 7, 8 — штанги толкателей клапанов; 9, 11 — рычаги толкателей; 12 — топливный насос высокого давления; 10, 13, 14 — кулачковые шайбы распределительного вала; 15 — распределительный вал; 16, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 30, 31, 34, 35, 36, 38, 39 — шестерни; 21 — шлицевой вал-втулка; 28 — генератор тяговый; 29 — дизель-генераторная муфта; 32 — коленчатый вал; 33 — анти-вибратор; 37 — ступица; 40 — шлицевой вал; 41 — коренные подшипники; 42 — главный шатун; 43 — прицепной шатун; а — противовес

той из высокопрочного чугуна. Его шатунные и коренные шейки для повышения износостойкости азотированы, а галтели шеек упрочнены накаткой. На шатунных шейках коленчатого вала 32 (рис. 44) в подшипниках укреплены нижние головки главных 42 и прицепных 43 шатунов, верхние головки которых соединены с поршнями 1 рабочих цилиндров. Втулки цилиндров дизеля сверху закрыты крышками и прикреплены к блоку дизеля шпильками. Стыки между крышками и втулками цилиндров уплотнены стальными покрытыми медью прокладками. В крышке расположены два впускных 5 и два выпускных 2 клапана, форсунка 3 и индикаторный

кран. Сверху на крышке установлены рычаги 4, 6 привода клапанов. Один рычаг управляет работой впускных клапанов, другой — выпускных. Над клапанным механизмом установлен защитный кожух. Втулки цилиндров вместе с крышками и клапанным механизмом образуют единые блоки. При ремонте их снимают и ремонтируют комплектно. На верхней части блока в пространстве между правым и левым рядами цилиндров установлен лоток кулачкового распределительного вала, где смонтированы топливные насосы 12 высокого давления по одному на каждый цилиндр. Распределительный вал 15 приводится во вращение от заднего конца коленча-

того вала (со стороны тягового генератора) через систему шестерен 31, 30, 20, 22, 23, 24, 25. Через эту систему шестерен осуществляется привод объединенного регулятора, механического тахометра, предельного выключателя, возбудителя и стартер-генератора. Распределительный вал при вращении при помощи гидротолкателей приводит в движение клапаны, в нужный момент открывая и закрывая их. Одновременно он приводит в действие топливные насосы соответственно порядку работы цилиндров. Эти функции распределительного вала выполняются благодаря кулачкам 10, 13, 14, размещенным в определенном положении на валу. Механизм управления топливными насосами 12 расположен в верхней части лотка. Он имеет устройство, которое при работе дизеля на холостом ходу автоматически отключает подачу топлива в восемь цилиндров (по четыре в каждом ряду).

Коленчатый вал дизеля своим задним фланцем отбора мощности через пластинчатую муфту 29 соединен с валом якоря генератора. На переднем конце коленчатого вала установлен комбинированный антивибратор 33, служащий для гашения крутильных колебаний в системе коленчатый вал—вал генератора—привод вспомогательных агрегатов. С переднего торца коленчатого вала производится отбор мощности на привод вспомогательных агрегатов: водяных и масляных насосов, насосов гидропривода вентиляторов охлаждающего устройства.

В развале блока образован воздушный коллектор для снабжения цилиндров свежим зарядом воздуха. Газовыпускные трубы от крышек цилиндра и выпускные коллекторы 2 (см. рис. 43), охлаждаемые водой, расположены по обеим сторонам блока дизеля. Отработавшие газы из цилиндров через выпускные клапаны, крышки цилиндров, газовыпускные трубы поступают в коллекторы и подводятся в полость газовой турбины турбокомпрессора 1 типа БТК, установленного

на кронштейне у переднего торца дизеля.

Газы, имеющие еще сравнительно высокую температуру при выходе из дизеля, устремляются с большой скоростью в выпускную трубу дизеля. Установленная на газовом тракте турбина, вращает находящееся на одном валу с ней колесо воздухонагнетателя. Воздух, нагнетаемый турбокомпрессором, поступает в охладитель 14 и далее по воздушному коллектору к цилиндрам дизеля. На переднем торце дизеля расположена система вентиляции картера, состоящая из маслоотделительного бачка, закрепленного на кронштейне турбокомпрессора, управляемой заслонки, регулирующей разрежение в картере, и жидкостного дифференциального электроманометра. На корпусе привода распределительного вала закреплен валоповоротный механизм, который при проворачивании вала дизель-генератора вводит в зацепление с зубьями на ведущем диске муфты.

Система смазывания сборочных единиц дизеля состоит из масляных насосов, фильтров грубой и тонкой очистки, центробежных фильтров, водомасляных теплообменников и маслозаборника. Все элементы масляной системы, за исключением маслопрокачивающего насоса, размещены на дизеле.

Охлаждение дизеля водяное, двухконтурное. В первом контуре охлаждается вода дизеля, во втором — вода, охлаждающая масло и наддувочный воздух. На дизеле 2А-5Д49 применена закрытая система охлаждения с температурой теплоносителя в горячем контуре свыше 100 °С. Циркуляция воды между дизелем и охлаждающими устройствами обеспечивается двумя водяными насосами 12 центробежного типа.

Дизель типа Д49, как было указано выше, работает по четырехтактному циклу. Это значит, что полный рабочий процесс в цилиндрах этих двигателей состоит из четырех тактов, т. е. рабочий цикл совершается за четыре хода поршня или два оборота коленчатого вала. На рис. 45 приве-

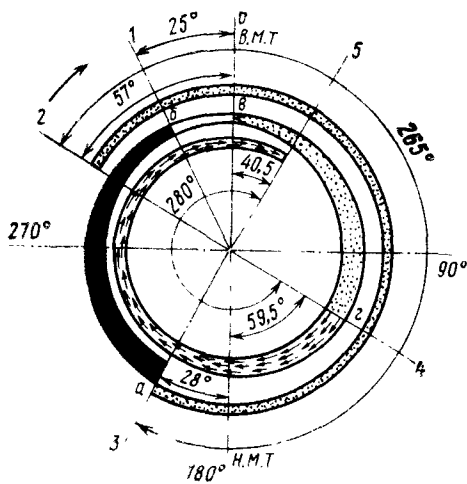


Рис. 45. Диаграмма рабочего цикла дизеля 2А-5Д49:

1 — начало подачи топлива; 2 — начало открытия впускных клапанов; 3 — закрытие впускных клапанов; 4 — начало открытия выпускных клапанов; 5 — закрытие выпускных клапанов; а-б — сжатие; в-г — расширение

дена диаграмма фаз газораспределения тепловозного дизеля 2А-5Д49, на которой показаны такты, составляющие полный цикл, и отмечены все фазы газораспределения в градусах поворота коленчатого вала.

Впускные клапаны начинают открываться за 57° до в. м. т., а закрываются через 28° после н. м. т., т. е. они открыты в течение 265°. В этот период происходит наполнение цилиндра свежим воздушным зарядом. Выпускные клапаны открываются за 59,5° до н. м. т. и закрываются через 40,5° после в. м. т., т. е. они открыты в течение 280°. Опережение открытия и запаздывание закрытия клапанов позволяют улучшить очистку цилиндра от отработавших газов и заполнение его свежим воздухом. Сжатие воздуха, поступившего в цилиндр, начинается после закрытия впускных клапанов и продолжается до момента достижения поршнем верхнего крайнего положения (в. м. т.). Несколько ранее конца процесса сжатия при повороте коленчатого вала за 25° до в. м. т. начинается впрыскивание топлива в цилиндр, которое воспламеняется и горит, в это время рабочему телу (смеси продуктов сгорания и воздуха) сообщается тепловая энер-

гия. Продолжительность впрыскивания и горения топлива зависит от режима работы дизеля — чем больше нагрузка, тем больше длится впрыскивание и горение топлива. После того как поршень пройдет в. м. т., начинается расширение рабочего тела (рабочий ход). Расширение продолжается до начала открытия выпускных клапанов. В конце расширения после открытия выпускных клапанов начинается выпуск отработавших газов из цилиндра, который продолжается затем в течение всего хода поршня вверх до в. м. т. и далее до момента закрытия выпускных клапанов. Из цилиндра по выпускному трубопроводу (коллектору) отработавшие газы направляются к газовой турбине турбокомпрессора.

Из диаграммы видно, что в течение примерно 98° поворота коленчатого вала впускные и выпускные клапаны открыты одновременно. В это время происходит «продувка» пространства над поршнем для лучшей очистки от продуктов сгорания. Затем снова происходит наполнение цилиндра воздухом, сжатие его и т. д. — цикл повторяется снова.

20. Дизель ПД1М

Дизели ПД1М — это последняя модификация дизелей типа Д50, которые проектировались и строились на Харьковском тепловозостроительном заводе, а затем на Пензенском дизельном заводе. Дизели этого ряда четырехтактные, однорядные, шестицилиндровые с наддувом и электрическим пуском, имеют мощность от 736 до 880 кВт. Эти дизели много раз подвергались модернизации и нашли широкое применение на маневровых тепловозах. Дизель ПД1М по некоторым показателям превосходит дизель 2Д50М мощностью 736 кВт, устанавливаемый на тепловозах ТЭМ1. На дизеле ПД1М установлены охладитель наддувочного воздуха, фильтр центробежной очистки масла, насос для подачи его в фильтр, изменены некоторые параметры турбокомпрес-

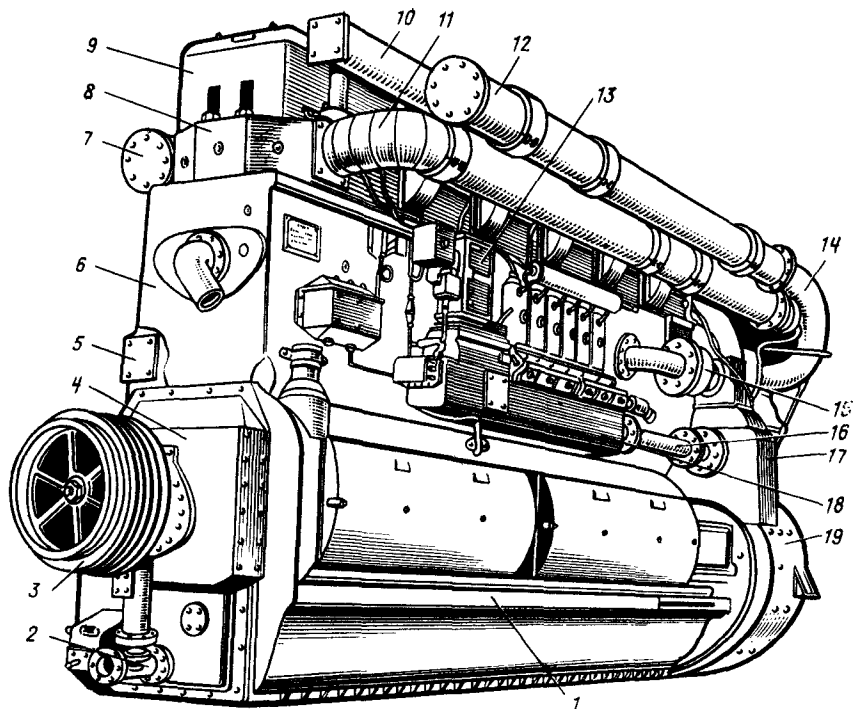


Рис. 46. Общий вид дизеля ПД1М.

1 — рама дизеля; 2 — масляный насос; 3 — приводной шкив коленчатого вала; 4 — закрытие валоповоротного диска; 5 — люк для выемки газораспределительного вала; 6 — блок цилиндров; 7 — коллектор наддувочного воздуха; 8 — крышка цилиндра; 9 — корпус клапанного механизма; 10 — коллектор водяной; 11, 12 — газовыпускные коллекторы; 13 — регулятор частоты вращения коленчатого вала дизеля; 14 — турбокомпрессор; 15 — водяной насос; 16 — приводной вал кулачкового вала топливных насосов; 17 — редуктор привода распределительных валов; 18 — топливный насос; 19 — генератор

сора и электропневматического серводвигателя. Повышение мощности дизеля ПД1М до 880 кВт и снижение расхода топлива до 225 г/(кВт·ч) достигнуто за счет проведения следующих мероприятий: вместо турбокомпрессора ТК-30 на дизель установлен турбокомпрессор ТК-30 с уменьшенной площадью проходного сечения соплового аппарата. Это позволило: увеличить подачу воздуха в дизель с 1,7 до 2,0 кг/с, повысить давление наддувочного воздуха с 0,135 до 0,155 МПа, повысить к. п. д. воздушного нагнетателя с 0,5 до 0,56; применено охлаждение наддувочного воздуха; повышена частота вращения коленчатого вала с 740 до 750 об/мин, а средняя скорость поршня с 8,14 до 8,25 м/с; повышено среднее эффективное давление с 0,773 до 0,915 МПа.

Удельный расход топлива дизелем ПД1М снижен за счет увеличения угла предварения выпуска газов с 57 до

66° до н. м. т., повышения степени сжатия воздуха с 11,5 до 12,5, сокращения периода впрыскивания топлива на 2,5° по углу поворота коленчатого вала и ликвидации подвпрыскивания его, применения нового нагнетательного клапана, увеличения выхода носка распылителя форсунки из крышки цилиндра на 6,0—7,33 мм вместо 4,5—5,83 мм, увеличения диаметра иглы форсунки около конуса с 4,0 до 4,8 мм и увеличения подъема ее с 4,5 до 6,0 мм, изменения формы днища поршня, уменьшения числа уплотнительных колец с пяти до четырех, а числа канавок, отводящих масло, в 2 раза.

Основным и связующим звеном всех сборочных единиц и деталей является жесткая чугунная литая рама 1 дизеля (рис. 46) коробчатого типа. Внутри рамы имеются поперечные перегородки с постелями для вкладышей подшипников, которые служат опорой коленчатого вала. На раму установ-

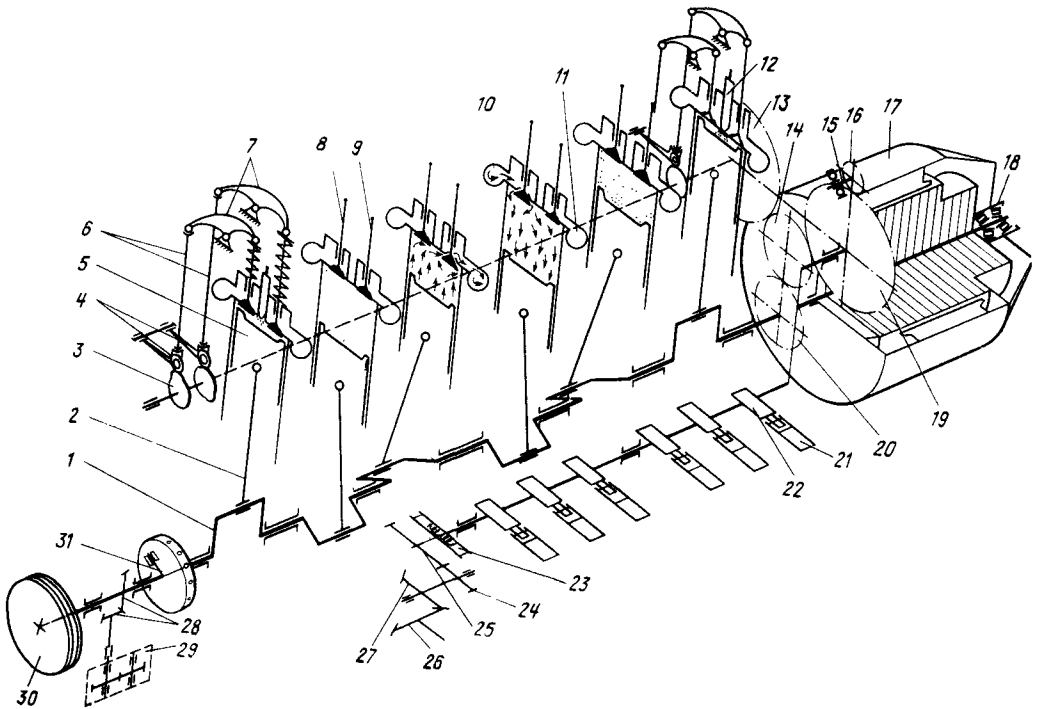


Рис 47. Схема дизеля ПДІМ

1 — коленчатый вал, 2 — шатун, 3 — распределительный вал с кулачками, 4 — рычаги толкателей, 5 — поршень, 6 — штанги толкателей, 7 — рычаги клапанов, 8, 9 — впускной и выпускной клапаны, 10, 11 — впускной и выпускной коллекторы, 12 — форсунка, 13, 14, 16, 19, 20 — шестерни, 15 — вал водяного насоса, 17 — генератор тяговый, 18 — опорно упорный подшипник; 21 — топливный насос, 22 — кулачковый вал топливных насосов, 23 — выключатель предельной частоты вращения, 24, 25, 26, 27 — шестерни привода регулятора частоты вращения, 28, 29 — шестерни привода масляного насоса, 29 — масляный насос, 30 — шкив, 31 — поводок (вал 22 условно повернут на 90° и изображен ниже коленчатого вала)

лен цельнолитой чугунный блок цилиндров 6.

Блок и рама скреплены анкерными шпильками. В блок цилиндров вставлены цилиндрические втулки, уплотненные внизу резиновыми кольцами, а сверху за счет тщательной подгонки посадочной плоскости опорного бурта—втулки к посадочному месту в блоке. Между стенками блока 6 и втулкой образуется полость, в которой циркулирует вода, охлаждающая дизель. После охлаждения втулки вода поднимается вверх и через отверстие в блоке поступает в крышку 8 цилиндров, далее в водяной коллектор 10, а оттуда направляется в секции радиаторов охлаждающего устройства.

Крышка цилиндров снизу дннца имеет кольцевой бурт, которым она входит в паз на торцовой части втулки после притирки соприкасающихся поверхностей. Крышка цилиндров, а следовательно, и втулка прикреплены

к блоку цилиндров шпильками. В цилиндрической крышке размещены: форсунка, два впускных и два выпускных клапана и индикаторный кран. На крышке цилиндра укреплен на шпильках корпус привода клапанов 9, в котором смонтированы рычаги впускных и выпускных клапанов. Для уменьшения шума и предохранения масла от разбрызгивания корпус привода закрыт крышкой.

На передней части рамы дизеля смонтированы масляный насос 2, его привод и корпус привода, в котором с правой стороны установлен фильтр грубой очистки масла. Около фильтров находится реле давления масла, которое при падении давления в масляной системе ниже 0,15 МПа срабатывает, отключая подачу топлива и останавливая дизель. С левой стороны дизеля установлены: регулятор 13 частоты вращения коленчатого вала дизеля с приводом, топливный насос

18 и водяной насос 15, обеспечивающий циркуляцию воды в системе охлаждения дизеля.

Топливный насос приводится в действие при помощи кулачкового вала, размещенного в картере насоса. Одним концом вал соединен с приводным валом 16. На другом конце вала смонтирован регулятор предельной частоты вращения коленчатого вала. При необходимости отдельные цилиндры выключают ручными выключателями секций топливного насоса, а все секции топливного насоса — рукояткой экстренной остановки дизеля. Топливный насос приводится в рабочее состояние после экстренной остановки рукояткой, расположенной около картера топливного насоса (предварительно ставят в рабочее положение каждую секцию насоса).

С правой стороны смонтирован распределительный вал 3 (рис. 47) с кулачками, по каждому из которых катится ролик рычага толкателя 4. При набегании ролика рычага на кулачок вала рычаг поднимает штанги 6 впускных или выпускных клапанов, штанга поднимает одно плечо рычагов 7, при этом другое плечо опускается, сжимая пружину, и клапаны 8, 9 опускаются, происходит впуск воздуха или выпуск отработавших газов. Как только ролик сойдет с кулачка, клапаны под действием пружин садятся на свои места, впуск воздуха или выпуск газов прекращается. Кулачковый вал топливных насосов 22, распределительный вал 3, а также водяной насос приводятся в действие от коленчатого вала 1 дизеля при помощи шестеренного привода, размещенного на торце задней части блока и закрытого корпусом. На верхней части корпуса установлен предохранительный клапан и маслоуловитель системы вентиляции картера. П полость картера дизеля через корпус приводных шестерен, фильтр и трубу соединена с всасывающей камерой тур-

бокомпрессора. При работе турбокомпрессора происходит отсос газов и паров масла из картера. С левой стороны дизеля расположены два выпускных коллектора 11.

В верхний коллектор поступают отработавшие газы из второго, третьего и шестого цилиндров, в нижний — из первого, четвертого и пятого цилиндров. Выпускные коллекторы независимо друг от друга подводят отработавшие газы к газовой турбине турбокомпрессора типа ТК-30С. Турбокомпрессор установлен на кронштейне, укрепленном на станине тягового генератора. Воздух, нагнетаемый турбокомпрессором перед поступлением во впускной коллектор 10, охлаждается в водяном охладителе. Для осмотра и работы в картере дизеля с левой и правой стороны предусмотрены люки, закрытые крышками. Осмотр и ремонт привода клапанов, расположенного в блоке, производят через люки, расположенные с правой стороны. Коленчатый вал 1 жестко при помощи болтов соединен с валом якоря тягового генератора 17, а станина его — с рамой дизеля.

Диаграмма фаз газораспределения дизеля ПД1М аналогична диаграмме дизеля типа 5Д49. Отличие заключается лишь в углах поворота кривошипа коленчатого вала, при которых совершаются моменты открытия и закрытия клапанов. Так, открытие выпускных клапанов начинается за 66° до нижней мертвой точки, а закрытие кончается через 74° после верхней мертвой точки. Начало открытия впускных клапанов происходит за 74° до в. м. т., а закрытие — через 41° после н. м. т. Таким образом, в этом дизеле имеет место большой интервал ($74 + 74 = 148^\circ$), когда оба типа клапанов впускные и выпускные открыты, что обеспечивает хорошую очистку камеры сгорания от остаточных газов и охлаждение отработавших газов, поступающих в газовую турбину.

21. Поддизельные рамы и картеры

Поддизельная рама служит для установки на ней дизеля и генератора, соединенных муфтой, кроме того, на раме также крепят отдельные сборочные единицы вспомогательного оборудования. Поддизельные рамы, обладая достаточной жесткостью, вместе с блоком дизеля обеспечивают нормальную работу шатунно-кривошипного механизма.

Рамы дизелей 10Д100 и 2А-5Д49 сварены из горизонтальных и вертикальных листов, усиленных ребрами жесткости. Снизу к рамам приварены поддоны, образующие емкости для масла, закрытые сетками. Сюда же сливается масло после смазывания подшипников и охлаждения поршней дизеля. На верхние листы рам устанавливают на болтах блоки дизелей и генераторы. Поддизельная рама дизеля 10Д100 (рис. 48) передней частью через опорные лапы опирается на ра-

му тепловоза через мощные цилиндрические пружины, внутри которых пропущены крепежные болты. Со стороны генератора рама прикреплена четырьмя болтами к настильному листу. Для предохранения болтов от среза со стороны генератора на нижних горизонтальных листах рамы имеются выступы, которыми она упирается как с торца, так и с боков в упоры, приваренные к настильному листу рамы тепловоза.

Сбоку в поддон рамы дизеля 10Д100 вварен коллектор, служащий каналом для подвода масла к масляному насосу (на рис. 48 не показан). Масло из поддона в картер поступает через отверстия, расположенные с обеих сторон коллектора и закрытые сетками, а из коллектора к масляному насосу через отверстия 1, 3. Для придания жесткости поддону внутри него по всей длине приварены поперечные перегородки. Уровень масла проверяют рейкой, проходящей через трубку

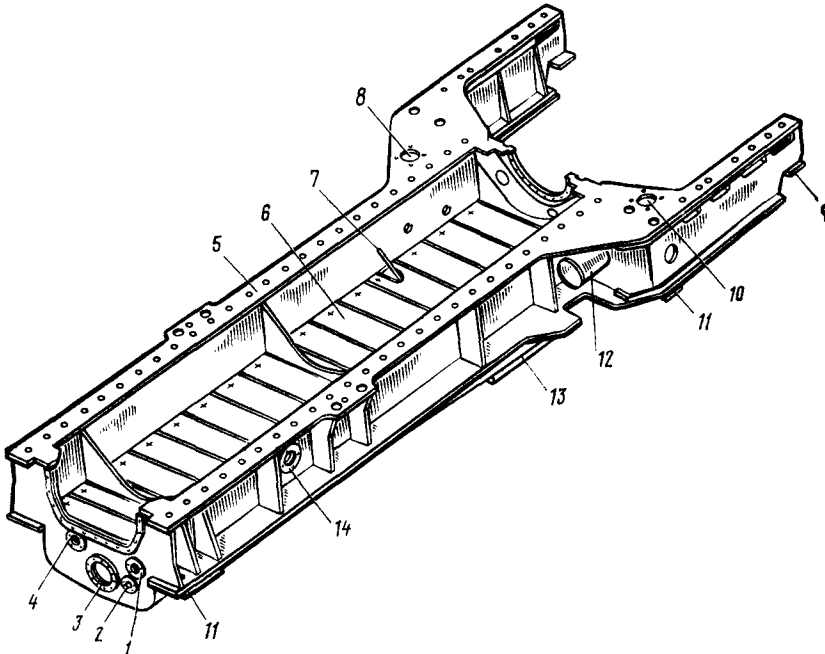


Рис. 48. Рама дизеля:

1, 3 — отверстия для забора масла насосами; 2, 4 — отверстия для слива масла из фильтра тонкой очистки и вспомогательных агрегатов; 5 — верхний лист для установки блока дизеля; 6 — сетки; 7 — трубка масломерной рейки; 8 — горловина заливки масла; 9 — опоры для пружин; 10, 12 — отверстия и труба подачи воды к воздухоохладителям; 11 — пластики установки рамы; 13 — поддон (маслосборник) рамы; 14 — место забора масла маслопрокачивающим агрегатом

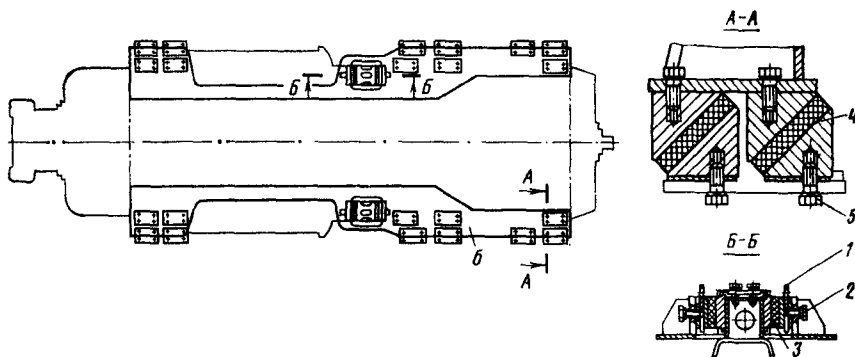


Рис. 49. Установка дизеля 2А-5Д49 на амортизаторах:
1 — планка; 2, 5 — болты; 3, 4 — амортизаторы; б — рама дизеля

7. По конструкции рама дизеля 2А-5Д49 аналогична раме дизеля 10Д100.

Поддизельная рама дизеля 2А-5Д49 укреплена на раме тепловоза с помощью резинометаллических амортизаторов (рис. 49). Двадцать два опорных плоских амортизатора 4 расположены так, что они удерживают дизель-генератор от боковых перемещений. От продольных перемещений дизель-генератор фиксируется упорными амортизаторами 3. Амортизаторы 4 крепят болтами 5 к раме тепловоза и поддизельной раме. Между амортизаторами 3 и планками на раме имеются распорные планки 1, установка и съем которых производятся с помощью болтов 2.

В поддоне рамы дизеля 2А-5Д49 в его нижней части имеется маслозаборник с сеткой, через который масло по трубе и каналам в корпусе привода насосов поступает в полость правого масляного насоса. Установленный в маслозаборнике обратный клапан уменьшает утечку масла при его прокачке. В раме вварены трубы, соединяющие водомасляные теплообменники между собой последовательно по масляной и водяной полостям, и трубы, соединяющие теплообменники с каналами в приводе насосов.

Рама дизеля ПД1-М (рис. 50) представляет собой цельную отливку из серого чугуна, служащую основанием для блока дизеля и станины генератора, а также для коленчатого вала, корпуса распределительного и

кулачкового вала, корпуса привода масляного насоса. Блок дизеля и станина генератора прикреплены к раме с помощью сшивных шпилек и анкерных болтов и фиксированы на раме двумя контрольными штифтами. На уширенной части поверхности 7 рамы со стороны генератора прикреплен также на шпильках корпус привода распределительного и кулачкового валов. Передняя обработанная поверхность 15 служит для крепления на ней корпусов валоповоротного диска и привода масляного насоса. С обеих сторон в раме для осмотра шатунно-кривошипного механизма имеются люки 2, закрываемые алюминиевыми крышками (по одной крышке на три люка) на паронитовых прокладках. Чтобы давление внутри рамы дизеля не поднималось выше атмосферного, ее внутренняя полость сообщается с всасывающей полостью турбокомпрессора через сапун, установленный на крышке корпуса привода распределительных валов.

Рама по длине разделена семью перегородками 13, служащими основаниями для коренных подшипников коленчатого вала. Опоры четвертого и седьмого подшипников уширены, так как они несут значительно большую нагрузку, чем остальные. Полости между перегородками сообщаются между собой через отверстия. Нижняя часть рамы имеет уклон от краев к середине и служит маслобункером. Каналом 14 маслобункер соединен с

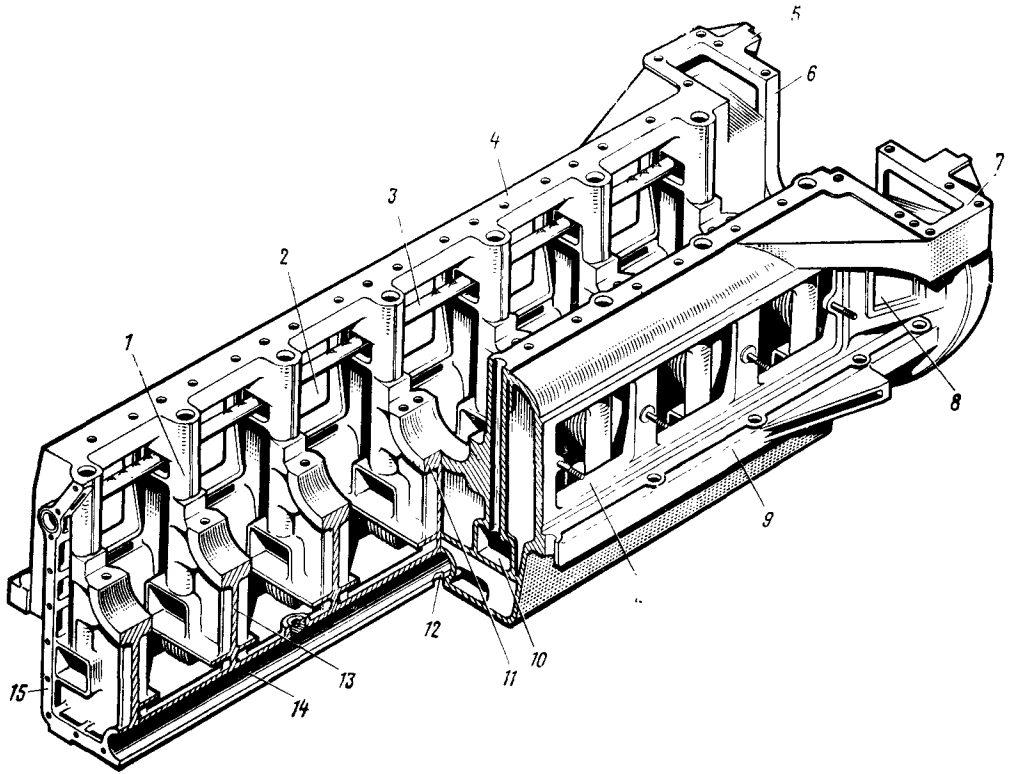


Рис. 50. Рама дизеля ПДМ:

1 — колонка для анкерных шпилек; 2 — люки в раме; 3 — труба маслоподводящая; 4 — поверхность крепления блока к раме; 5 — поверхность крепления станины тягового генератора; 6 — поверхность крепления корпуса уплотнения коленчатого вала; 7 — поверхность крепления корпуса приводных шестерен; 8 — окно в боковой стенке рамы для засасывания воздуха; 9 — приливы для крепления к настильному листу рамы тепловоза; 10 — окна для гаек анкерных шпилек; 11 — опора коренного подшипника; 12 — отверстие для слива масла из рамы; 13 — поперечные перегородки; 14 — канал для подвода масла к насосу; 15 — поверхность крепления корпуса валоповоротного диска

полостью масляного насоса. На входе в канал установлена фильтрующая сетка. Сверху маслосборник закрыт шестью металлическими сетками. Масло в раму заливается через горловину, ввернутую сверху в прилив рамы с левой передней стороны. Масло сливают через трубу, ввернутую в отверстие 12. С правой стороны рамы через окна в перегородках проходит маслоподводящая труба 3, от которой через штуцера и масляные трубки масло под давлением подводится для смазывания коренных подшипников коленчатого вала, подшипников распределительного и кулачкового валов, а также подводится к рычагам толкателей и пальцу промежуточной шестерни привода распределительных валов. Механически обработанный задний торец блока имеет кольцевую

центрирующую проточку для фиксации станины тягового генератора. К поверхности 6 прикрепляют съемный корпус уплотнения коленчатого вала, предохраняющего полость генератора от попадания в нее масла из рамы дизеля. Принцип устройства уплотнения заключается в использовании разности давлений в картере рамы и в полости генератора. Создаваемый вентилятором генератора подпор воздуха в полости не дает маслу проникнуть через уплотнение.

Рама дизеля ПДМ крепится жестко на раме тепловоза с помощью шпилек. Для разгрузки шпилек от срезающих усилий к настильному листу рамы приварены упоры, удерживающие раму от продольных и поперечных перемещений.

22. Блоки дизелей. Глушители

Блок цилиндров служит базой для размещения цилиндро-поршневой группы и большинства других сборочных единиц и агрегатов дизеля. Он воспринимает усилия от давления газов на поршни в цилиндрах и силы инерции деталей шатунно-кривошипного механизма, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движения. Большинство действующих усилий переменны по значению и направлению. Поэтому прочность и жесткость блока должны быть достаточно высокими, поскольку деформация блока во время работы дизеля в значительной степени влияет на надежность деталей шатунно-кривошипного механизма. Блоки цилиндров дизелей 10Д100 и 2А-5Д49 имеют сварно-литую конструкцию, сваренную из сталь-

ных плит, листов, литых опор и других усиливающих элементов.

Блок цилиндров дизеля 10Д100 (рис. 51) поделен вертикальными листами толщиной 16 мм на двенадцать отсеков: десять — для цилиндров, один передний — для механизма управления, один задний — для вертикальной передачи. По горизонтали блок разделен листами толщиной 22—25 мм на пять отсеков. К верхним и нижним листам блока к каждой вертикальной перегородке приварены литые опоры 9 подшипников коленчатого вала. Для крепления крышек подшипников в каждой верхней опоре имеются по два отверстия под шпильки, а в каждой нижней — под болты. В вертикальных листах с правой и левой стороны внутри блока вварено по одиннадцать опор для подшипников кулачковых валов топливных насосов.

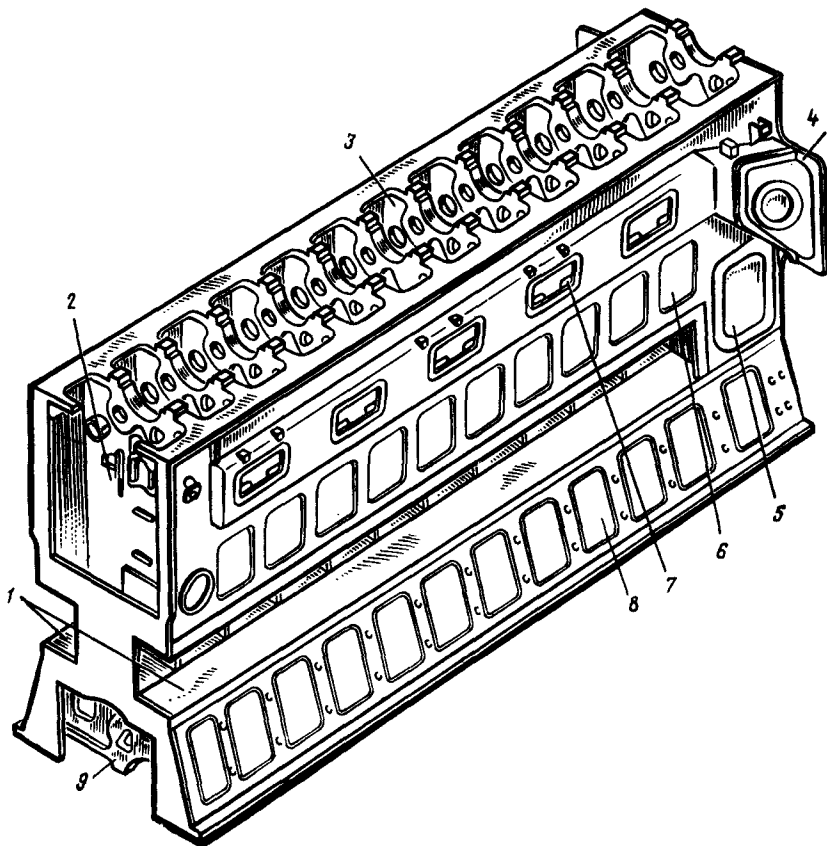


Рис. 51. Блок дизеля 10Д100:

1 — ниши для выпускных коллекторов; 2 — отсек управления; 3 — отсек верхнего коленчатого вала; 4 — место установки воздухоохладителя; 5 — люк в отсеке вертикальной передачи; 6 — люки в отсеке топливной аппаратуры; 7 — люки в отсеке воздушного коллектора; 8 — люки в отсеке нижнего коленчатого вала; 9 — опоры нижних коренных подшипников

К горизонтальным листам, образующим отсек воздушного коллектора, справа и слева приварены по десять фланцев крепления корпусов толкателей и направляющих втулок для толкателей. К боковым вертикальным листам с обеих сторон приварены воздушные коллекторы с люками 7 для осмотра колец поршней и очистки впускных окон во втулках цилиндров. В горизонтальном листе блока, расположенном напротив воздушных коллекторов, вварены десять фланцев для крепления втулок цилиндров, а в остальных листах — кольца, служащие для направления втулок.

Ниши 1 вдоль блока с обеих сторон образуют выпускные коллекторы. В эти ниши напротив каждого цилиндра вставлены выпускные коробки, прикрепляемые болтами к фланцам нижнего листа отсека. Ниши выпускных коллекторов закрыты плитами жесткости, в которых имеются люки для установки и снятия крышек лю-

ков выпускных коллекторов и термопар. Для удобства обслуживания над коллектором укреплены откидные металлические площадки. При работе дизеля площадки закрывают выпускные коллекторы и тем самым предохраняют от ожогов. В наклонных боковых листах блока выштампованы люки 8 для осмотра нижнего вала, коренных и шатунных его подшипников, их монтажа, а также для выемки поршней.

Блок цилиндров дизеля 2А-5Д49 (рис. 52) имеет V-образную форму. Нижняя картерная часть блока 1 сварена из литых стоек-опор 13, а верхняя — из листов. В продольных верхних листах 9 и средних плитах 3 выполнены расточки для установки цилиндров блока. В расточку плит 3 запрессованы втулки 4 из нержавеющей стали повышенной твердости. Из этой же стали выполнены втулки 14, по которым вода из коллектора 10 поступает в полости рубашек охлаждения ци-

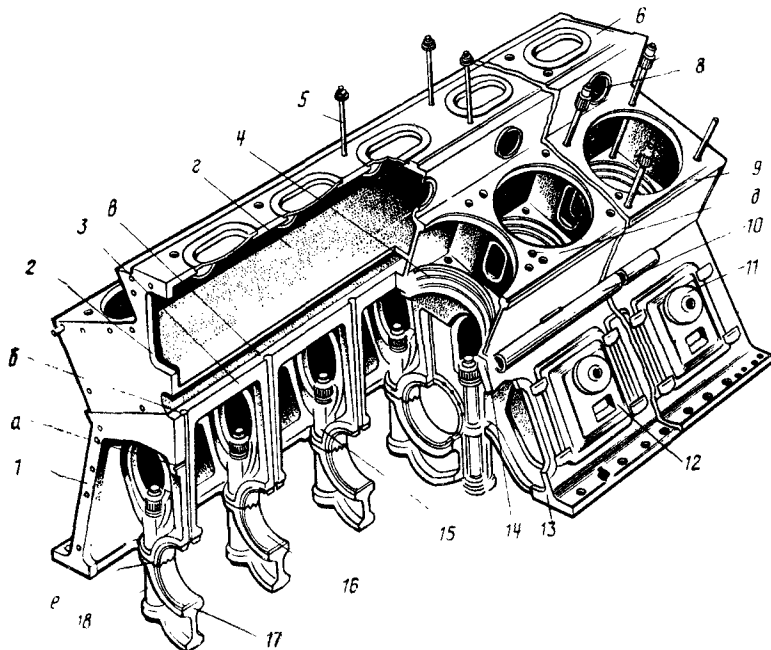


Рис 52 Блок цилиндров дизеля 2А-5Д49

1 — корпус, 2 — передний лист блока 3 — средняя плита 4 — проставочная втулка, 5 — шпилька крепления лотка, 6 — верхняя плита, 7 — шпилька крепления цилиндрических крышек, 8 — проставка для подвода воздуха к впускным клапанам 9 — верхний лист блока цилиндров 10 — водяной коллектор, 11 — предохранительный клапан, 12 — крышка люка картера, 13 — стойка блока, 14 — втулки из нержавеющей стали для перепуска воды из коллекторов к рубашкам цилиндров, 15, 16 — вкладыши коренных подшипников 17 — подвеска, 18 — болт а, б, в — маслоподводящие каналы г — воздушный коллектор, д — отверстие для перепуска воды из крышки в охлаждающую полость цилиндра е — фиксирующие зубцы стыка подвески

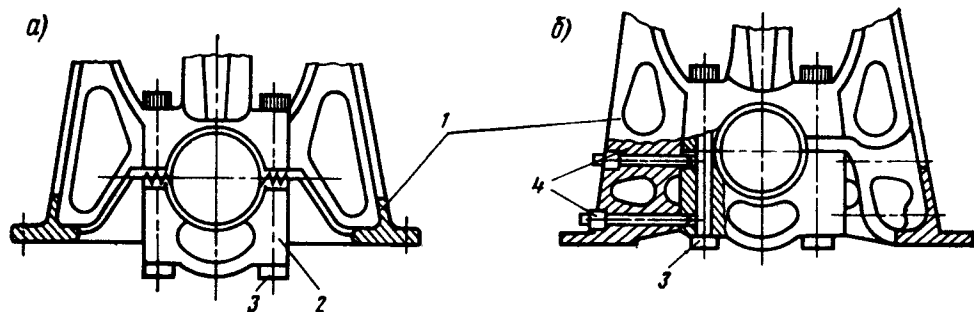


Рис. 53. Варианты соединения подвесок коренных подшипников со стойками дизеля: а — с зубчатым стыком; б — с плоским; 1 — стойка дизеля; 2 — подвеска; 3, 4 — болты крепления

линдров. Применение в этих местах нержавеющей стали позволяет защитить блок от коррозии и повысить его работоспособность. Шпильки 7 крепления цилиндрических втулок пропущены через всю верхнюю часть и ввернуты в плиты 3 нижней части. Таким образом, сварные швы верхней части оказываются разгруженными от растягивающих усилий. В развале блока образован коллектор наддувочного воздуха *г* и канал *в* для прохода масла к подшипникам коленчатого вала.

Для подвода воздуха из коллектора к впускным клапанам крышек цилиндров в блоке имеются проставки *д*, состоящие из обечайки, двух стальных, двух резиновых колец и болтов. При заворачивании болтов кольца раздвигаются, уплотняя резиновыми кольцами стык между проставкой и крышкой цилиндра.

Снизу к литым стойкам 13 блока прикреплены подвески 17 коренных подшипников. Стык между стойками и подвесками выполнен зубчатым (рис. 53, а) для увеличения поверхности фиксации подвесок. От качества зубчатого стыка зависит работоспособность подшипника, поэтому его выполняют с высокой степенью точности и притирают с последующей проверкой по краске. У дизелей 1А-5Д49 со стальным коленчатым валом (вариант 2) этот стык выполнен плоским с развитием поверхности сопряжения за счет дополнительного бокового крепления подвесок к стойкам блока (рис. 53, б).

К девятой стойке блока и подвеске прикреплены стальные полукольца,

покрытые тонким слоем бронзы и служащие упорным подшипником коленчатого вала.

В переднем листе 2 блока (см. рис. 52) имеется отверстие, через которое подводится масло в канал *в*, откуда по каналам *б* в стойках блока поступает на смазывание коренных подшипников. К десятому выносному коренному подшипнику масло поступает из полости коленчатого вала. На смазывание привода насосов масло поступает по каналу *а*.

Для слива масла из крышек цилиндров в картер в блоке имеются отверстия *д*, через которые проходят трубки с проставками и уплотнением. Скопившееся в воздушном коллекторе масло сливается в поддизельную раму через отверстие, расположенное в торце блока. Доступ в картер дизеля обеспечивается через люки с крышками 12. На крышках 12 установлены предохранительные клапаны 11, открывающиеся при повышении давления в картере.

Блок цилиндров дизеля ПД1М (рис. 54) отлит из серого чугуна. По длине блок разделен пятью перегородками 15 на гнезда для установки цилиндрических втулок. Внизу поперечные перегородки имеют окна для подвода охлаждающей воды. На бурты верхнего пояса опираются цилиндрические втулки. Нижний пояс блока служит для направления втулок в блоке и является опорной поверхностью для их резиновых уплотнительных колец. Для увеличения жесткости поперечные перегородки и стенки блока снабжены вертикальными и гори-

зонтальными ребрами. Цилиндровые втулки не имеют специальных водяных рубашек охлаждения. Они охлаждаются водой, циркулирующей в полости блока. Уплотнение верхней части водяной полости достигается тщательной подгонкой кольцевой плоскости бурта цилиндровой втулки к бурту 23 верхнего пояса блока, а нижней части — тремя резиновыми кольцами на нижнем поясе втулок.

С правой стороны отсек цилиндров отделен продольной перегородкой. За ней размещается распределительный вал, рычаги толкателей и штанги привода клапанов. Распределительный вал уложен в бронзовых подшипниках, залитых баббитом и запрессованных в отверстия перегородок блока. Масло к подшипникам поступает из картера по трубкам, а затем по вертикальным и горизонтальным каналам в блоке. Отсек распределительного вала имеет люки, закрытые двумя крышками и уплотненные паронитовыми прокладками. К приливам 12 с левой стороны прикреплен корпус топливного насоса, а к приливам 18 —

фильтр для топлива. В нижней части блока имеется отверстие 17 для слива воды. Другое такое же отверстие является контрольным. Открывая его, проверяют, вся ли вода слита. Вдоль левой стороны блока проходит узкий продольный канал 13 для воды, сообщающийся с отверстиями во фланцах 10 и 22.

К фланцу 6 с отверстием прикреплен нагнетательный патрубок водяного насоса, корпус которого прикреплен к фланцу 7. К фланцу 10 подсоединен всасывающий патрубок насоса. Фланец 22 имеет плато 21 для крепления патрубка подвода воды от охлаждающего устройства. Пройдя по продольному каналу в блоке во всасывающую полость насоса через отверстие 10 вода нагнетается через отверстие во фланце 6 и далее в охлаждающие полости цилиндров.

Для перепуска воды из водяного пространства цилиндров в охлаждающие полости крышек вокруг каждого цилиндра в верхней полости блока проделано по шесть малых отверстий 3 и два больших отверстия 2. Пере-

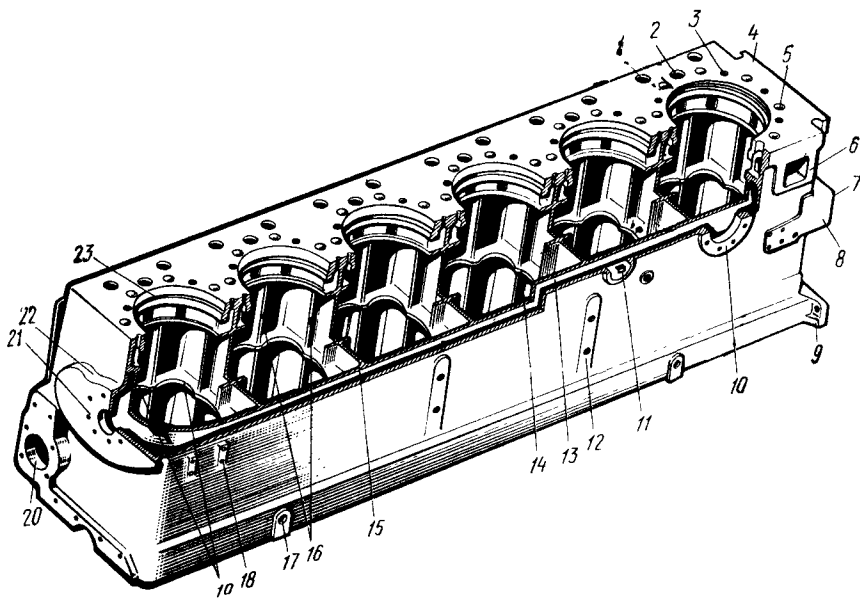


Рис. 54. Блок цилиндров дизеля ПД1М:

1 — отверстие для прохода штанг толкателей; 2 — большое отверстие для подвода воды; 3 — малое отверстие для подвода воды; 4, 22 — фланцы с буртами для зачаливания; 5 — отверстия для шпилек крепления крышки цилиндров; 6, 7, 10 — фланцы для подсоединения водяного насоса; 8 — угловой штуцер для слива воды из турбокомпрессора; 9 — кронштейн крепления привода распределительного вала; 11 — заглушка для очистки водяного канала; 12 — приливы для крепления топливного насоса; 13 — водяной канал; 14, 16, 19 — ребра жесткости; 15 — поперечная перегородка; 17 — сливное отверстие; 18 — приливы для крепления фильтра тонкой очистки топлива; 20 — отверстие под передний подшипник распределительного вала; 21 — плато крепления патрубка подвода воды; 23 — бурт для упора цилиндрических втулок

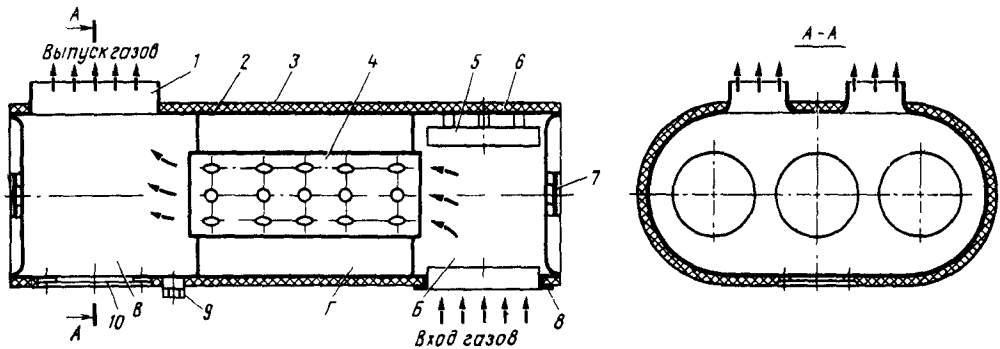


Рис. 55. Глушитель шума:

1 — выпускной патрубок; 2 — корпус; 3 — обшивка 4 — резонаторная труба; 5 — экран; 6 — изоляция; 7 — лючок; 8 — входной патрубок; 9 — спускная пробка; 10 — люк для постановки подогревателя воздуха тормозной системы; Б, В — расширительные камеры; Г — резонаторная камера

пускные отверстия уплотнены водотеплостойкими резиновыми кольцами.

На верхней плоскости блока с правой стороны имеются двенадцать отверстий 1 для прохода штанг привода рабочих клапанов. По этим же отверстиям стекает масло из коробки привода клапанов в картер. В соединениях между крышкой и блоком установлены уплотнительные резиновые кольца.

Глушители шума. Отработавшие газы дизеля с шумом выходят по выпускным коллекторам через турбокомпрессор в атмосферу. Наиболее эффективным средством снижения шума является установка глушителя на выпускном тракте дизеля. На тепловозах применяют глушители с расширительными камерами. Глушитель комбинированного типа, устанавливаемый на тепловозах ТЭП70, представлен на рис. 55. Корпус 2 глушителя образует две расширительные камеры Б и В и резонаторную камеру Г с тремя перфорированными трубами 4. Каждая камера обладает определенными свойствами шумопоглощения. Для тепловозоизоляции корпуса применено супертонкое базальтовое волокно, обладающее малой плотностью. Глушитель снижает уровень шума на 10—12 дБ.

23. Втулки цилиндров блока

Втулки цилиндров дизеля служат в качестве направляющих для перемещения поршней. Они образуют ра-

бочий объем цилиндров, в котором происходит преобразование химической энергии топлива в механическую энергию для вращения коленчатого вала дизеля. В связи с высокой температурной напряженностью они требуют охлаждения, а возвратно-поступательные перемещения поршня с большой скоростью предъявляют высокие требования к чистоте обработки внутренней поверхности и качеству масла. Для отвода тепла, выделенного при сгорании топлива, от стенок цилиндров они омываются водой, циркулирующей между блоком дизеля и охлаждающими секциями радиаторов.

У цилиндрических втулок дизелей 10Д100 и 2А-5Д49 (рис. 56, а, б) полость охлаждения создается рубашками, надетыми на втулку и уплотненными на ней резиновыми кольцами. Полости между втулками и рубашками сообщаются с водяными коллекторами. Благодаря уплотнениям блок цилиндров защищен от попадания воды, поэтому такие блоки называют *сухими*.

У дизеля ПД1М охлаждающая вода циркулирует непосредственно между втулками и корпусом блока и поэтому специальных рубашек втулки не имеют (рис. 56, в).

Цилиндрические втулки отливают из специального антифрикционного легированного чугуна. Их внутренняя поверхность для снижения потерь на трение обрабатывается хонингованием и затем подвергается фосфатированию. По конструкции втулки дизе-

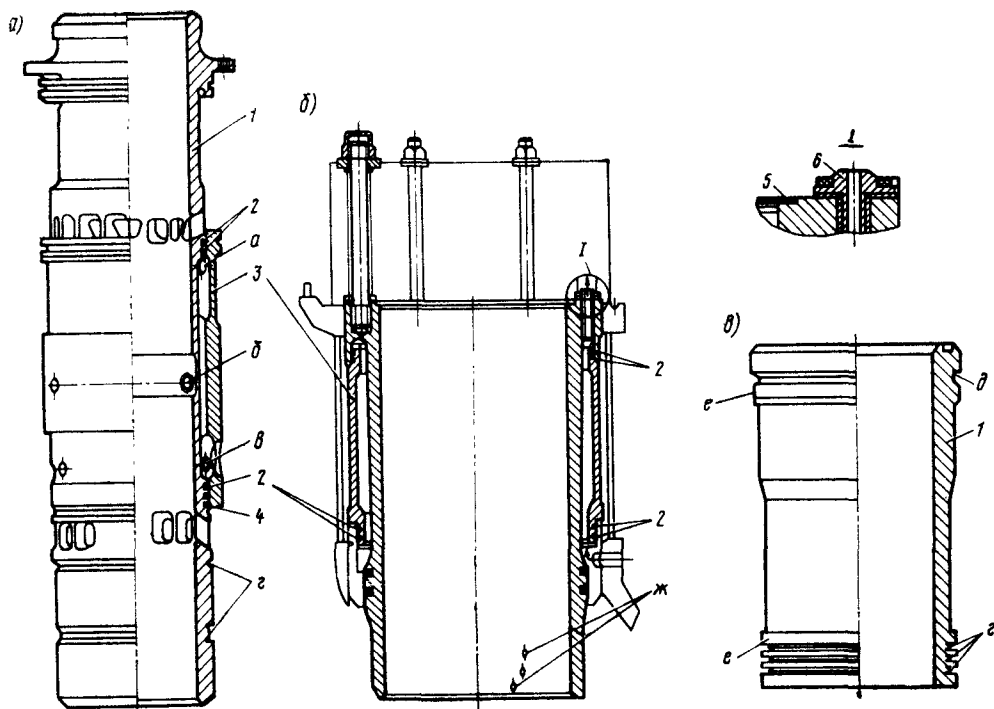


Рис. 56. Втулки цилиндров дизелей 10Д100 (а), 2А-5Д49 (б), ПД1М (в):

1 — втулка; 2 — резиновые уплотнительные кольца; 3 — рубашка охлаждения цилиндров; 4 — стопорное кольцо; 5 — медное уплотнительное кольцо; 6 — втулка для перетока воды из крышки в охлаждающую полость цилиндра; а — отверстия для отвода воды; б — отверстия для адаптера; в — отверстие для отвода воды; г — канавки для уплотнительных колец; д — опорный бурт; е — центрирующие пояса; ж — монтажное отверстие

лей 10Д100, типов Д49, ПД1М имеют каждая свои особенности.

Втулки дизелей 10Д100 разгружены от растягивающих усилий и поэтому каждая из них крепится к блоку дизеля всего четырьмя шпильками, для чего в верхней части втулки име-

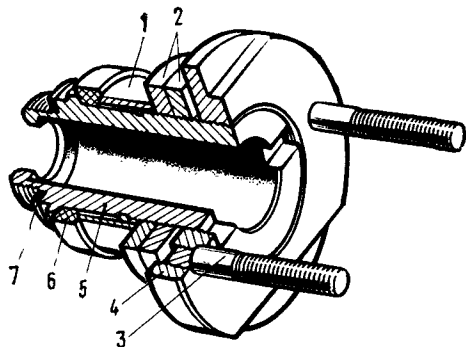


Рис. 57. Адаптер:

1 — втулка нажимная; 2 — гайки; 3 — шпилька; 4 — фланец; 5 — корпус; 6 — кольцо резиновое; 7 — кольцо медное

ется прямоугольный бурт. Средняя часть втулки, наиболее нагруженная в тепловом отношении, закрыта стальной водяной рубашкой 3 охлаждения. Для увеличения жесткости и площади поверхности охлаждения втулки ее средняя часть выполнена с продольными или продольно-поперечными ребрами. Рубашка на втулке фиксирована стопорным кольцом 4. Уплотнение водяной полости осуществлено четырьмя резиновыми кольцами 2. Вода подводится к полости охлаждения через два отверстия в снизу рубашки, а отводится сверху через одно отверстие а. В средней части во втулке и рубашке имеются три отверстия б для установки двух форсунок и индикаторного крана. Форсунки и кран вставлены в адаптеры (рис. 57), ввернутые во втулку и уплотненные в рубашке с помощью резинового кольца б.

В верхней части втулки по всему периметру выполнено шестнадцать

впускных окон, а в нижней — по пять окон слева и справа выпускных. Верхние впускные продувочные окна соединены с левым и правым воздушными коллекторами, а нижние через выпускные коробки сообщаются с выпускными коллекторами. На наружных поверхностях втулки и рубашки выполнены канавки для установки резиновых уплотнительных колец. Верхние уплотнительные кольца предохраняют от просачивания масла в корпус блока, а нижние — от пропуска газов в картер дизеля.

Втулка цилиндра дизеля Д49 подвесного типа — подвешена на шпильках к крышке цилиндра (см. рис. 56, б). Жесткой связи втулки с блоком дизеля нет, в результате чего газовый стык выведен из силовой схемы блока дизеля и разгружен от осевых усилий давления сгорания. Стык между втулкой и крышкой цилиндра уплотнен стальным омедненным кольцом 5. Водяная рубашка сверху уплотнена резиновыми кольцами 2 на втулке, а

снизу также кольцами во втулке из нержавеющей стали, запрессованной в блок дизеля. Для перетока воды в крышку сверху в отверстия запрессованы втулки 6, покрытые теплоизолирующим слоем и уплотненные паронитовыми прокладками и резиновыми кольцами. Отверстия ж в нижней части втулки служат для крепления приспособления, удерживающего поршень во втулке цилиндра при подъеме и опускании цилиндрического комплекта.

Втулка цилиндров дизеля ПД1М (см. рис. 56, в) выполнена с некоторым утолщением от середины кверху, так как в верхней части давление газов значительно больше, чем в нижней. Втулка буртом d притирается к блоку цилиндров, а поясами e центрируется в нем. Внизу втулка уплотняется в блоке тремя резиновыми кольцами, установленными в ручьях z . Кольцевой паз в торце бурта втулки служит для установки крышки цилиндра.

Глава VIII. КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ И ИХ ПОДШИПНИКИ

24. Коленчатые валы

Коленчатый вал дизеля работает в очень сложных и тяжелых условиях. Он испытывает значительные усилия от давления газов, передающиеся шатунно-поршневым механизмом, от сил инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия и моменты, возникающие вследствие крутильных колебаний.

Учитывая сложность изготовления и большую трудоемкость при замене коленчатых валов, к материалу и качеству их изготовления предъявляют высокие требования. Коленчатые валы дизелей изготавливают из стали ковкой или штамповкой либо из высокопрочного чугуна путем отливки. Стальные валы более надежны в эксплуатации, но трудоемки в изготовлении. Поэтому на тепловозах получили распространение литые валы из высокопрочного модифицированного чугу-

на (дизели типов Д100, Д49). За счет уменьшения отходов на их изготовление затрачивается в три раза меньше металла, чем на изготовление стальных валов. (При изготовлении стального вала дизеля ПД1М из заготовки массой 13 т в отходы идет около 86 % металла.)

Изготовление коленчатых валов литьем позволяет с наименьшими затратами получить наиболее приемлемую форму шеек кривошипов и более рациональное распределение металла за счет выполнения коренных и шатунных шеек пустотелыми, что уменьшает массу валов при сохранении относительно высокой прочности. Для повышения прочности вала на изгиб галтели шеек вала специально упрочняют накаткой роликами. Шейки коленчатого вала дизелей типа Д49 азотируют для повышения износостойко-

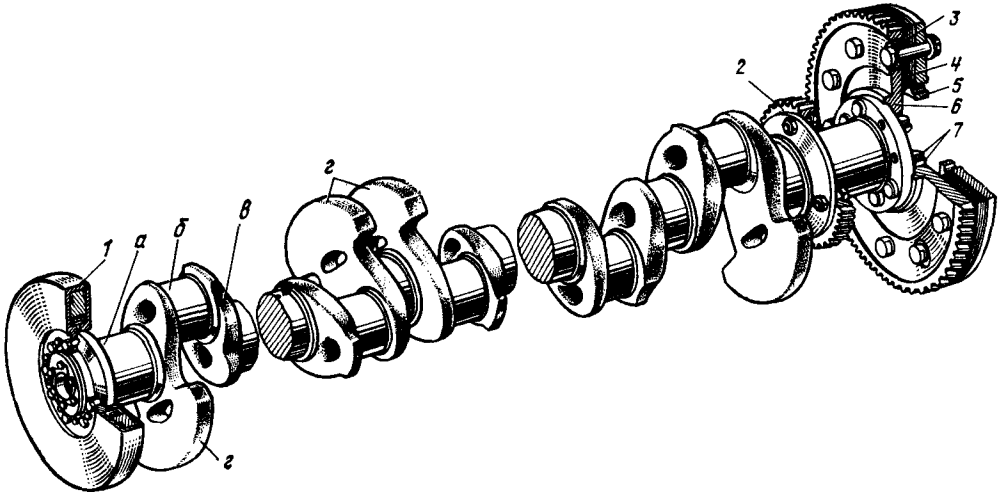


Рис. 58. Коленчатый вал дизеля 1А-5Д49:

1 — антивибратор; 2 — шестерня; 3 — сухарь; 4 — пакет пластин; 5, 6 — диски дизель-генераторной муфты; 7 — направляющие кольца; а — коренная шейка; б — шатунная шейка; в — щека; г — противовесы

Коленчатые валы дизелей 10Д100 (нижний и верхний) по конструкции и размерам шеек одинаковы. Отличаются они концевыми частями. Валы имеют по двенадцать коренных и десять шатунных шеек, кривошипы которых смещены каждый друг относительно друга на 36° в соответствии с порядком работы цилиндров, что обеспечивает равномерную работу коленчатых валов. Поверхности трения шатунных шеек валов соединены с поверхностями смежных коренных шеек двумя косыми каналами, по которым масло поступает к шатунным подшипникам в двух противоположных точках, обес-

печивая надежность смазывания бесканавочных вкладышей, а также охлаждение поршней. Одиннадцатая шатунная шейка служит для установки опорно-упорного подшипника. Упором для подшипника является фланец, на обоих валах, служащий одновременно для крепления конической шестерни вертикальной передачи. К фланцу верхнего вала на болтах укрепляется ведущий фланец со шлицами для привода торсионного вала редуктора воздухонагнетателя второй ступени.

К заднему фланцу нижнего вала прикреплен ведущий диск дизель-генераторной муфты. Направляющим

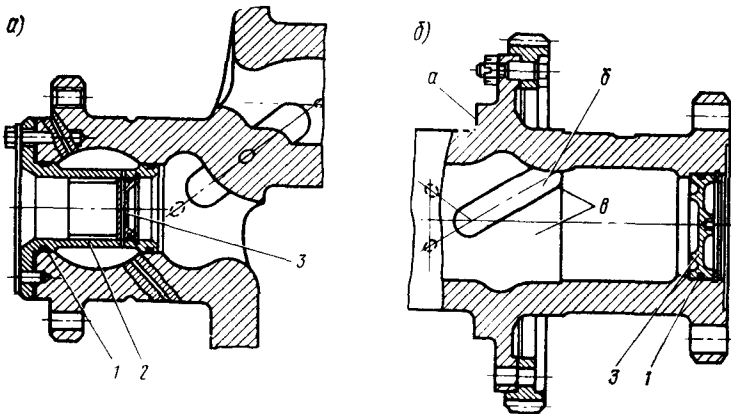


Рис. 59. Концевые части коленчатого вала дизеля 1А-5Д49:

а — передний конец; б — задний конец; 1 — уплотнительные кольца; 2 — шлицевая втулка; 3 — заглушка; а — упорный бурт; б — каналы для смазывания 10-й шейки; в — полость

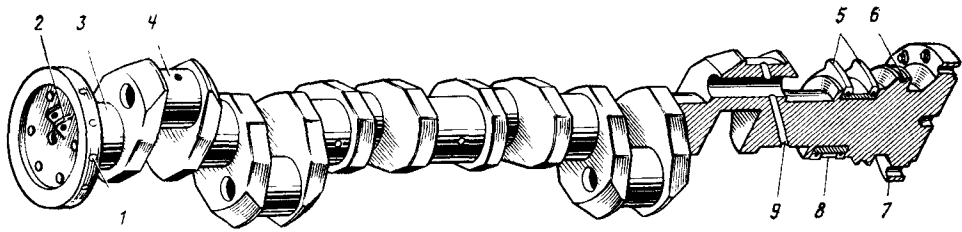


Рис. 60. Коленчатый вал дизеля ПД1М:

1 — валоповоротный диск; 2 — ушки; 3 — коренная шейка; 4 — шатунная шейка; 5 — бугели крепления шестерни; 6 — маслоотбойный бурт; 7 — фланец; 8 — шестерня; 9 — канал для прохода масла

кольцевым буртом вал центрируется в обойме на валу якоря генератора. В передней части нижнего коленчатого вала установлен antivibrator. Шестерня, устанавливаемая на шпонке на верхнем валу, служит для привода валов топливных насосов.

Коленчатый вал дизелей типа 5Д49 (рис. 58) для уменьшения внутренних изгибающих моментов в блоке цилиндров и уменьшения нагруженности коренных подшипников от сил инерции движущихся масс на первой, восьмой, девятой и шестнадцатой щеках имеют противовесы *г*, отлитые заодно со щеками. Девятая коренная шейка вала является одновременно упорной. Ее бурты *а* (рис. 59) ограничивают осевое перемещение вала. В переднем торце вала установлена втулка 2 со шлицами, которая через шлицевой вал передает вращение шестерням привода насосов. Шестерня 2 (см. рис. 58), установленная между девятой и десятой коренными шейками, приводит во вращение шестерни привода распределительного вала. Масло к шейкам шатунных подшипников поступает через отверстия в шейках вала. К десятой коренной шейке масло подходит от соседней девятой через два отверстия *б* (см. рис. 59), выполненные в теле вала без сообщения с полостью *в*. Полость *в* с торца вала закрыта заглушкой 3 с резиновыми уплотнительными кольцами 1.

К переднему фланцу коленчатого вала на болтах крепится antivibrator [вязкого трения у дизеля 1А-5Д49 (см. рис. 58, поз. 1) и комбинированный — у 2А-5Д49]. К заднему фланцу также на болтах укреплен зубчатый

диск 5 валоповоротного механизма с дизель-генераторной муфтой.

Коленчатый вал дизеля ПД1М (рис. 60) откован из стали 40. Кривошипы шатунных шеек повернуты один относительно другого на 120°. При этом получается, что каждые два кривошипа одинаково направлены. Это значит, что вспышка топлива, например, происходит одновременно в двух цилиндрах. Коренные шейки четвертого и седьмого коренных подшипников шире остальных. Четвертая шейка воспринимает инерционные силы от движущихся масс двух цилиндров — третьего и четвертого. Седьмая же шейка воспринимает часть массы якоря генератора и является еще и упорной. Она заканчивается буртом, удерживающим коленчатый вал от осевых смещений.

Для уменьшения массы вала в шатунных шейках высверлены каналы. Коренные шейки сплошные. Для подвода масла от коренных шеек к шатунным выполнены наклонные каналы 9 с вставленными в них трубками. На заднем конце вала имеется фланец 7 для присоединения к якорю генератора. Два отверстия во фланце с резьбой служат для рассоединения коленчатого вала и якоря генератора отжимными болтами. Между фланцем отбора мощности и седьмой коренной шейкой установлена разъемная шестерня 8 со спиральными зубьями, передающая вращение распределительному валу, валам топливного и водяного насосов.

На переднем конце вала болтами прикреплен валоповоротный диск 1, имеющий по наружной цилиндрической поверхности двенадцать глухих отверстий, куда вставляют монтажный

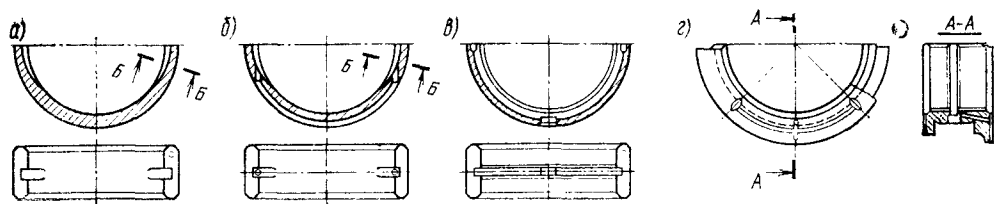


Рис. 61. Коренные вкладыши дизеля 10Д100:

а, б — рабочие бесканавочные; в — нерабочий канавочный; г — упорный

лом при повороте коленчатого вала вручную. Внешний торец диска 1 имеет два выштампованных ушка 2 со сменными кулачками, служащими водилом поводка вала масляного насоса и шкива привода редуктора вентилятора охлаждающего устройства.

25. Коренные подшипники

Надежность работы вкладышей коленчатого вала в значительной степени определяет надежность и моторесурс дизеля и зависит от правильного подбора конструктивных параметров вкладышей, материала и условий смазывания, жесткости коленчатого вала, блока и постелей под вкладыши и от многих других факторов.

Вкладыши коренных подшипников бывают толстостенные (у дизелей типа Д100) и тонкостенные (у дизелей типов Д49, 11Д45, ПД1М и др.). Толстостенные вкладыши постепенно уступили место в современных быстроходных дизелях тонкостенным. Тонкостенные вкладыши, имеющие меньшие размеры и массу, более экономичны для серийного производства и позволяют обеспечить взаимозаменяемость при сборке и ремонте без пришабровки и пригонки. Благодаря постановке тонкостенных вкладышей в постели подшипника с некоторым натягом достигается необходимая плотность их прилегания к полостям, что плохо обеспечивается при толстостенных вкладышах.

Коренные вкладыши дизелей 10Д100 (рис. 61) выполнены из бронзы и залиты слоем свинцовистого баббита БК 2 толщиной 0,5—0,7 мм. Толщина новых вкладышей 19 мм. Необ-

ходимость применения толстостенных вкладышей вызвана тем, что постели под вкладыши верхнего коленчатого вала в средней части сужены (чтобы можно было вынуть цилиндрические втулки из блока) и это значительно уменьшает опорную поверхность вкладышей. В этих условиях только толстостенные вкладыши обеспечивают необходимую жесткость опоры. Стремясь к унификации, вкладыши нижнего вала выполняют также толстостенными.

В зависимости от нагрузки, воспринимаемой вкладышами, их делят на рабочие и нерабочие. Основную нагрузку от давления газов и сил инерции несут рабочие вкладыши (рис. 61, а, б), расположенные в крышках подшипников нижнего и верхнего валов. Нерабочие вкладыши (рис. 61, в), уложенные в постели блока, выполнены одинаковыми для нижнего и верхнего подшипников. Они в середине имеют отверстие и канавку по всей полуокружности внутренней поверхности. Отверстие и канавка служат для подвода масла от масляного канала коленчатого вала. Эти вкладыши называют канавочными.

Рабочие вкладыши выполнены бесканавочными. Для нижнего и верхнего подшипников они неодинаковы. Рабочие вкладыши подшипников верхнего вала (см. рис. 61, б) по наружной поверхности имеют канавку, сообщающуюся по концам с внутренней поверхностью двумя отверстиями. Масло из маслоподводящего канала в крышке подшипника поступает сверху в канавку вкладыша и далее по отверстиям в маслозахватывающие карманы, откуда увлекается вращающимся валом на шейку подшипника.

Карманы у торцов вкладышей выполнены с плавным переходом поверхности для обеспечения «масляного клина» при вращении шейки.

Рабочие вкладыши подшипников нижнего вала смазываются маслом, попадающим в их карманы по канавке от верхних канавочных вкладышей. Отсутствие канавки у рабочего вкладыша подшипника создает более благоприятную эпюру давления масла в смазочном слое. Известно, что для хорошей работы подшипников скольжения необходимо жидкостное трение, обеспечиваемое масляным слоем определенной толщины. Для обеспечения жидкостного трения необходимо, чтобы в несущей части масляного слоя как в поперечном, так и в продольном направлениях развивались такие гидродинамические давления, при которых результирующая сила обеспечивала бы поднятие вала относительно подшипника (рис. 62) на вполне определенный минимальный размер, зависящий от высоты неровностей поверхностей вала и подшипника и от деформаций.

Наличие смазочных канавок или неблагоприятное расположение смазочных поверхностей может значительно уменьшить несущую способность подшипника за счет уменьшения давления внутри масляного слоя. Наглядно это показано на рис. 62, б и в. При бесканавочных вкладышах максимальное давление внутри масляного слоя значительно выше, чем при канавочных вкладышах. Вкладыши подшипников по толщине изготавливают по

градационным размерам с интервалом между градациями 0,25 мм. Всего градаций семь. Толщина вкладыша нулевого градационного размера 19 мм.

Вкладыши от проворота и осевого смещения фиксируют штифтами. Одиннадцатые подшипники (см. рис. 61, з) нижнего и верхнего валов являются упорными. Они отличаются от опорных наличием по торцам нерабочих вкладышей буртов, которыми вкладыши охватывают опоры подшипников. К буртам по отверстиям и канавкам подводится масло.

Коренные подшипники коленчатого вала дизеля 2А-5Д49 имеют тонкостенные стальные вкладыши, залитые тонким слоем свинцовистой бронзы, на которую лужением нанесен приработочный слой свинцовистого сплава. Верхний вкладыш на внутренней поверхности имеет канавку, которая через отверстия сообщается с маслоподводящей канавкой в стойке блока цилиндров. Нижний вкладыш бесканавочный, около стыка имеет карманы для захвата и равномерного распределения масла по трущимся поверхностям подшипника. Вкладыши устанавливают в опорах с натягом, обеспечиваемым за счет выступания одного торца нижнего и верхнего вкладышей над плоскостью разреза подшипника на 0,22—0,26 мм. При затяжке болтов подшипника за счет натяга обеспечивается плотное прилегание вкладышей к постелям. Дополнительное положение вкладышей фиксируется штифтом, запрессованным в подвеску блока. Упорный подшипник состоит из сталь-

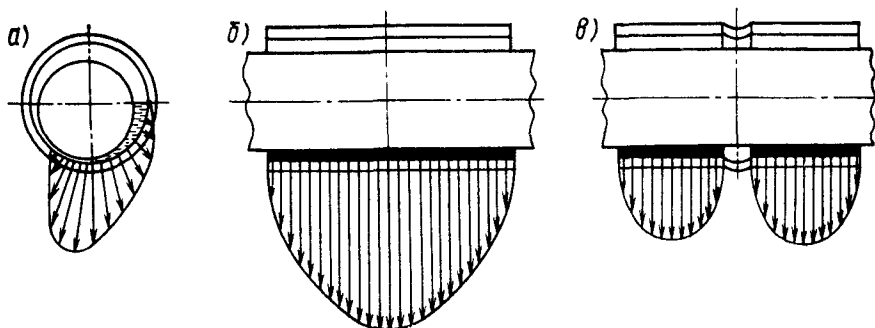


Рис. 62. Эпюры гидродинамического давления в масляном слое подшипника:

а — в поперечном сечении; б — в продольном сечении бесканавочного вкладыша; в — в продольном сечении канавочного вкладыша

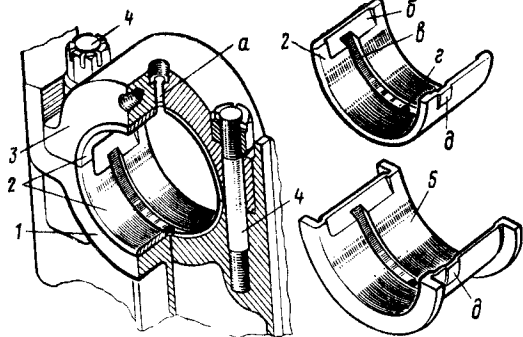


Рис. 63. Коренные подшипники коленчатого вала дизеля ПДМ:

1 — опора вкладыша; 2 — вкладыши опорных подшипников; 3 — крышка; 4 — шпилька крепления крышки; 5 — вкладыш опорно упорного подшипника; а — отверстие подвода масла; б — холодильник; в — канавка кольцевая; г — отверстие; д — выступ (замок)

ных полуколец, прикрепленных внатмн к девятой стойке и подвеске блока. Опорная поверхность полуколец покрыта тонким слоем бронзы.

Коренные подшипники дизеля ПДМ (рис. 63) состоят из двух одинаковых бронзовых канавочных вкладышей 2, крышки 3, установленной на шпильках 4 на раме дизеля, и трубки, подводящей масло к отверстию а подшипника. Вкладыши установлены с натягом 0,26 мм, удерживающим их от проворачивания. От осевого смещения вкладыши фиксируются выступами д, входящими в пазы постелей рамы и крышки. По толщине вкладыши изготавливают по десяти градационным размерам. Толщина вкладыша нулевого градационного размера 7,5 мм, а десятого 10 мм. Толщина баббитовой заливки вкладышей 0,75 мм.

Вкладыши подшипников отличаются по ширине. У четвертого она

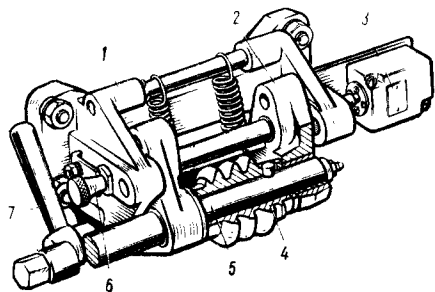


Рис. 64. Валоповоротный механизм

равна 179 мм, у седьмого — 208 мм, а у остальных — 146 мм. Вкладыши седьмого подшипника б имеют бурты, которые ограничивают перемещение вала в подшипнике. Рабочие поверхности буртов также залиты баббитом. Крышки подшипников пригоняют к горизонтальным и вертикальным плоскостям опор блока по краске. Плотная посадка крышки в опоре разгружает шпильки 4 от срезающих и изгибающих усилий.

Дизель-генераторные муфты и валоповоротные механизмы. Для связи коленчатого вала дизеля с валом якоря генератора применяют полужесткие муфты. Для дизелей типов Д100 и Д49 муфты принципиально одинаковы. Они состоят из двух дисков 5, 6 (см. рис. 58), один из которых присоединен болтами к фланцу коленчатого вала, а второй — к фланцу вала якоря генератора. Между дисками установлен пакет тонких стальных пластин 4, притянутый болтами через сухари 3 к ведущему и ведомому дискам. Центрирование муфты осуществляется направляющими кольцами 7, установленными на ведущем фланце и выточке вала якоря. Благодаря зазорам в отверстиях между сухарями и дисками возможно некоторое проскальзывание ведущего диска относительно ведомого при особо резких перегрузках, предупреждающее поломки коленчатого вала.

Ведущий диск на наружной цилиндрической поверхности имеет зубья для червяка валоповоротного механизма. Валоповоротный механизм (рис. 64) служит для медленного проворачивания коленчатого вала при ремонте и регулировках дизеля. Он состоит из кронштейна 2, установленного на оси неподвижного кронштейна 1 и имеющего возможность поворачиваться на ней для ввода в зацепление червяка 4 с ведущим диском дизель-генераторной муфты. Вал 5 червяка установлен на бронзовых втулках. Кронштейн 2 застопорен штырем 6 и от произвольного включения удерживается пружинами.

В отключенном положении кронштейн с валом и червяком устанавли-

вается в верхнее положение рукояткой 7 и стопорится штырем 6. Конец штыря 6 нажимает кнопку блокировочного переключателя 3 цепи пусковой системы дизеля, замыкает его контакты, обеспечивая возможность пуска дизеля. В рабочем положении штырь не замыкает контакты переключателя, цепь разомкнута и дизель не может быть пущен. Введя червяк 4 в зацепление с зубчатым диском муфты и фиксируя тем же штырем 6 кронштейн 2, проворачивают коленчатый вал ключом, установленным на шестигранную головку вала 5.

У дизеля ПД1М для проворачивания коленчатого вала на нем имеется специальный диск с отверстиями по наружному поясу для монтажного лома (см. рис. 60, поз. 1).

Вертикальная передача дизеля 10Д100. Вертикальная передача (рис. 65) служит для передачи вращающего момента от верхнего коленчатого вала к нижнему. Эта передача осуществляется с помощью двух пар конических шестерен со спиральными зубьями, двух вертикальных валов 1 и 12, на концах которых с помощью шпонок закреплены малые шестерни 2 и 13, и торсионного вала 10. Валы 1 и 12 вращаются в подшипниках нижнего 11 и верхнего 4 корпусов. Между роликовыми 3 и радиально-упорными шариковыми 6 подшипниками верхнего и нижнего валов установлены распорные втулки 5. Роликовые подшипники стопорятся в корпусе разрезными пружинными кольцами. Наружные кольца шарикоподшипников зажимаются фланцами корпусов. Между внутренними и наружными кольцами шарикоподшипников установлены регулировочные и проставочные кольца.

Для регулирования зазора между зубьями конических шестерен под фланца крепления корпусов 4 и 11 к блоку дизеля ставят стальные прокладки. Для этой же цели прокладки установлены между фланцами коленчатых валов и большими шестернями.

Нижний вертикальный вал 12 выполнен полым для прохода торсионного вала 10, который своим нижним концом соединен с ним шлицами.

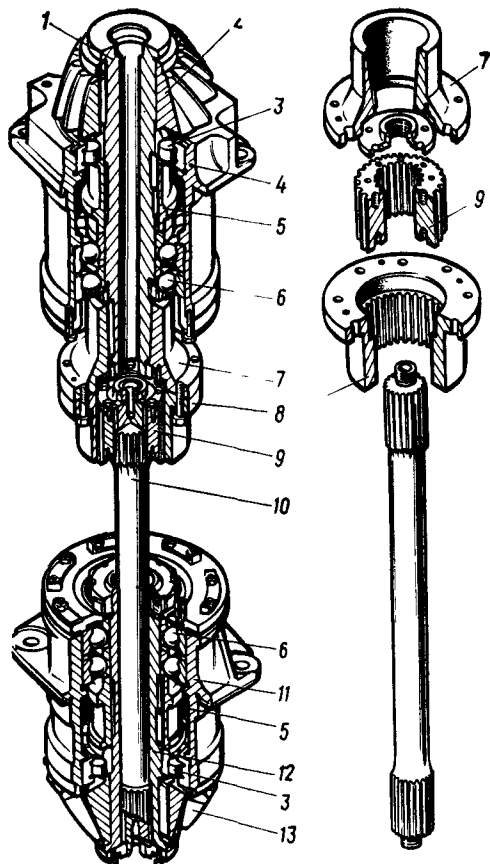


Рис. 65. Вертикальная передача дизеля 10Д100:

1, 12 — нижний и верхний вертикальные валы; 2, 13 — конические шестерни; 3 — роликоподшипники; 4, 11 — корпуса; 5 — распорные втулки; 6 — шарикоподшипники; 7, 8 — полумуфты; 9 — шлицевая втулка; 10 — торсионный вал

Верхним концом торсионный вал соединен со шлицевой втулкой 9, которая соединяется также шлицами с полумуфтой 8. Полумуфта 8 болтами присоединена к полумуфте 7, насаженной на конусный хвостик вертикального вала.

К шарикоподшипникам нижнего вертикального вала масло подается через угловой штуцер, ввернутый во фланец корпуса. Роликовый подшипник 3 смазывается маслом, стекающим из шариковых подшипников. Нижняя пара шестерен смазывается струями масла, подводимого по трубопроводу из нижнего масляного коллектора дизеля. Верхняя пара шестерен смазывается также струями мас-

ла, подводимого из верхнего масляного коллектора. По каналам в корпусе 4 масло поступает к роликовому подшипнику 3 и далее, стекая, смазывает шариковые подшипники 6.

26. Общие понятия о крутильных колебаниях коленчатого вала дизеля. Антивибраторы

Чтобы ответить на вопрос, что такое крутильные колебания вала дизеля, представим себе стальной стержень, один конец которого жестко закреплен, а на другом находится маховик. Стержень возле маховика опирается на подшипник. Если к маховику приложить вращающий момент, то благодаря упругой деформации скручивания стержня маховик повернется на некоторый угол φ (рис. 66, а). Если отпустить маховик, произойдет упругое его раскручивание. Маховик, обладая некоторой массой и моментом инерции, начнет колебаться. Частота колебаний (число колебаний в секунду) маховика будет зависеть от массы, от распределения массы в зависимости от удаления ее от центра вращения, от жесткости стержня при кручении. Колебательная система — маховик — стержень, обладая определенными моментом инерции и жесткостью, будет иметь вполне определенную частоту колебаний (*собственную частоту колебаний*). Такие колебания системы, вызванные единичным приложением вращающего момента, называют свободными или *собственными крутильными колебаниями*. Если к системе (к стержню и маховику) не прикладывать повторно вращающий момент, то колебания бу-

дут постепенно затухать и маховик наконец остановится, заняв первоначальное свое положение в состоянии покоя. Затухание колебаний происходит вследствие трения стержня в подшипнике, маховика о воздух, а также из-за внутримолекулярного трения в стержне. При колебаниях маховик поворачивается относительно своего первоначального положения на некоторый угол φ в ту и другую сторону и при затухающих колебаниях этот угол будет непрерывно уменьшаться. Отклонение маховика от первоначального положения называют *амплитудой колебаний*. При затухании колебаний независимо от уменьшения амплитуды частота колебаний остается постоянной. Очевидно, что для поддержания колебаний маховика нужно периодически прикладывать к нему внешний (возмущающий) момент.

Крутильные колебания, возникающие под влиянием внешних сил, называются *вынужденными*. Частота вынужденных колебаний равна частоте приложения возмущающих сил. Если частота вынужденных крутильных колебаний совпадает с частотой собственных, то возникает явление *резонанса*. При этом амплитуда колебаний будет возрастать до максимального размера, что может привести систему к разрушению. Рассмотренная выше система стержень — маховик имеет только одну частоту собственных колебаний и называется *простой одномассовой системой*. Если на длинном валу закрепить через определенные промежутки несколько маховиков и повернуть их на некоторый угол, закрутив тем самым участки вала между маховиками, а затем отпустить, то получим сложные крутильные колебания такой уп-

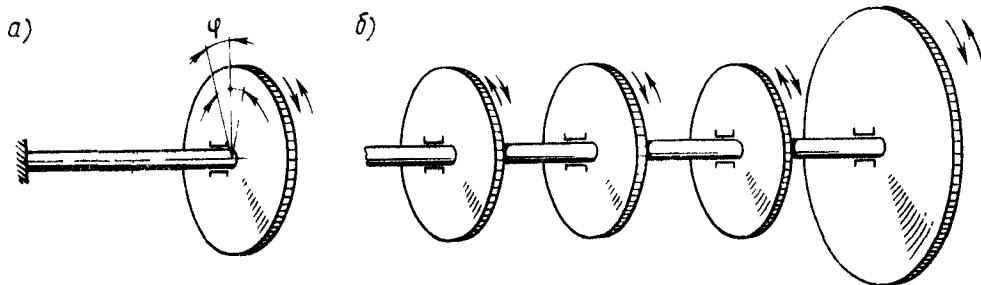


Рис 66. Одномассовая (а) и многомассовая (б) системы крутильных колебаний

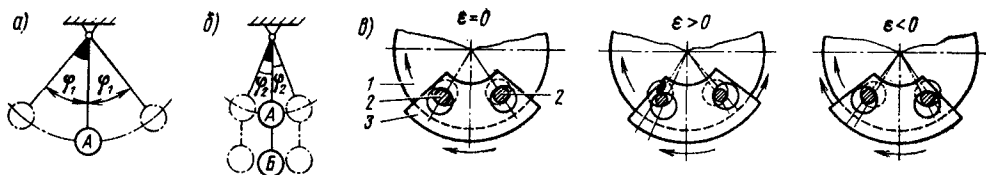


Рис. 67. Схема колебаний маятников с грузами (а, б), маятникового антивибратора (в):
1 — ступица; 2 — палец; 3 — груз

ругой *многомассовой системы*. Система будет иметь не одну частоту собственных колебаний, а несколько (на единицу меньше числа закрепленных маховиков).

Коленчатый вал дизеля можно также представить себе состоящим из упругих участков, между которыми закреплены массы, представляющие собой кривошипы с присоединенными к ним шатунами и поршнями. К этой системе добавляется также вращающаяся масса якоря генератора, присоединенного к коленчатому валу через дизель-генераторную муфту.

Во время работы дизеля на коленчатый вал действуют усилия от давления газов на поршни и инерционные усилия от движущихся частей. Воздействуя эти регулярно повторяются в определенной последовательности и с частотой, пропорциональной частоте вращения коленчатого вала. Благодаря переменному характеру приложения вращающего момента массы, закрепленные на валу, будут совершать крутильные колебания, при которых происходит периодическое закручивание и раскручивание упругих участков вала. Крутильные колебания накладываются на установившееся вращение вала. Так как коленчатый вал дизеля имеет несколько вращающихся масс, то он имеет и несколько собственных частот крутильных колебаний. Например, коленчатый вал дизеля ПДМ, несущий шесть цилиндрических масс и массу генератора, имеет шесть собственных частот колебаний 5100, 13 700, 22 000 кол/мин и т. д. При работе дизеля частота изменения возмущающих сил — сил инерции и сил от давления газов — пропорциональна частоте вращения вала. Частоту возмущающей силы, равную частоте вращения вала дизеля (n_d), называют *основной частотой*, или 1-й гармоникой. Возмущаю-

щие силы в дизелях обычно состоят из нескольких гармоник. Если частота какой-либо гармонической составляющей совпадает с одной из собственных частот валопровода, то наступает резонанс. Частота вращения вала, при которой возникает резонанс, называется *критической*. Работа дизеля при критической частоте недопустима, так как при этом наблюдается тряска его, быстрый износ и разрушение подшипников, а иногда поломка коленчатого вала и других деталей.

Чтобы предотвратить эти явления, изменяют размеры вала, маховые массы, расположение их, увеличивают жесткость вала, уменьшают массу поршневой группы, с тем чтобы рабочий диапазон вращения вала удалиться от критической частоты. Однако часто бывает и этого недостаточно, тогда для гашения резонансных крутильных колебаний применяют демпферы (гасители) или маятниковые антивибраторы. Устанавливают их обычно на конце вала.

Демпферы создают сопротивления крутильным колебаниям и гасят их энергию и при резонансных частотах снижают амплитуду углов поворота масс. Антивибраторы изменяют частоты собственных колебаний вала так, чтобы они не совпадали с гармоническими составляющими возбуждающих моментов. Поясним работу маятникового антивибратора на простой схеме, показанной на рис. 67, а, б, в.

Прохождение груза из одного крайнего положения в другое, а затем возвращение его в первоначальное крайнее положение называется *полным колебанием*, а время прохождения грузов указанного расстояния — *периодом колебания*. На схеме (см. рис. 67, а) груз А подвешен на стержне и при приложении силы совершает свободные колебания с определенной

угловой амплитудой, максимальное значение которой составляет φ_1 . Подвесив к системе дополнительный груз *Б* (см. рис. 67, б) и приложив ту же силу, что и в первом случае, мы заметим, что амплитуда колебаний грузов будет меньше, о чем можно судить по углу φ_2 , и частота свободных колебаний будет другой чем частота колебаний груза *А*.

На этом принципе устроены и тепловозные антивибраторы маятникового типа. К диску *1* вала по периметру подвешиваются с ограниченной подвижностью дополнительные грузы *З* (см. рис. 67, в), положение которых при вращении вала определяет частоту и амплитуду свободных колебаний вала. При равномерном вращении вала (ускорение $\epsilon=0$) грузы *З* остаются в среднем положении. Если по какой-либо причине частота вращения вала начинает возрастать ($\epsilon>0$), приближаясь к критической, грузы *З* в силу своей инерционности будут сохранять первоначальную частоту вращения, отклоняясь назад и препятствуя закручиванию вала. При этом изменяется частота собственных его колебаний. Таким образом, колебательная система в резонанс не войдет вследствие изменения частоты собственных колебаний. И, наоборот, при уменьшении

частоты вращения ($\epsilon<0$) грузы *З*, сохраняя свою первоначальную частоту вращения, сместятся вперед, закручивая вал и предупреждая совпадение вынужденной частоты с собственной.

Антивибраторы. Для борьбы с крутильными колебаниями коленчатых валов дизелей используют динамические маятниковые антивибраторы (у дизелей типа 10Д100), демпферы вязкого трения (у некоторых дизелей типа Д49) либо комбинированные антивибраторы (у дизелей 2А-5Д49), представляющие собой комбинацию маятникового антивибратора с гасителем вязкого трения. На рис. 68 представлена конструкция антивибратора дизеля 10Д100. Стальная ступица *1*, напрессованная на коленчатый вал дизеля, имеет во всех трех дисках по периметру отверстия с запрессованными втулками *3*, в которые вставлены с зазором пальцы *5* (16 шт.). Пальцы в осевом направлении застопорены планками *4*. На пальцах в два ряда подвешены также с зазором восемь одинаковых сегментообразных грузов *2*.

Комплект пальцев антивибратора состоит из четырех их типов, отличающихся только наружным диаметром. Диаметр пальцев определяет настройку антивибратора на определенный порядок (гармонику) относительно собственной частоты крутильных колебаний коленчатых валов дизеля. Число пальцев каждого типа (одной настройки) — 4 шт. Для обеспечения правильной установки пальцев в отверстия ступицы на наружной цилиндрической поверхности крайних дисков ступицы *А* и *Б* против каждого отверстия выбиты цифры, соответствующие номеру (типу) того пальца, который должен стоять в этом отверстии. На торцах пальцев также выбиты соответствующие цифры. Крутильные колебания коленчатого вала вызывают колебания грузов *2* в пределах зазоров между пальцами и втулками, что приводит к изменению собственной частоты колебаний коленчатого вала и предупреждает совпадение собственных и вынужденных частот.

Рассмотрим случай, когда коленчатый вал вращается с частотой вра-

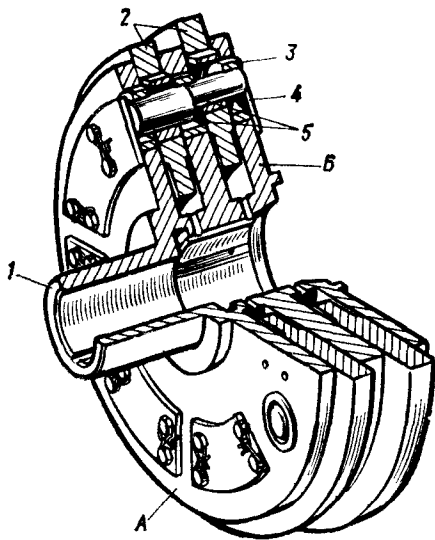


Рис. 68. Антивибратор:

1 — ступица; 2 — грузы; 3 — втулка; 4 — планка; 5 — пальцы

щения ниже или выше критической. Тогда грузы под действием центробежных сил переместятся от центра в крайнее положение в пределах зазора между пальцами 5 и отверстиями, но как только коленчатый вал начнет работать на критической частоте вращения, например при 550 об/мин, то одна пара грузов, рассчитанная для гашения этих резонансных колебаний, придет в действие, а именно: при увеличении частоты вращения коленчатого вала грузы в силу инерции будут стремиться сохранить прежнюю частоту вращения, а следовательно, отставать на некоторый угол и препятствовать закручиванию вала. При уменьшении частоты вращения вала, наоборот, частота вращения грузов будет опережать частоту его вращения, а следовательно, препятствовать закручиванию вала в другую сторону.

В эксплуатации вследствие каких-либо нарушений крутильные колебания могут возникать и в рабочем диапазоне частоты вращения. Появление крутильных колебаний можно обнаружить, изменяя частоту вращения вала дизеля. При приближении к критической частоте увеличивается шум в дизеле, отмечается неустойчивая его работа. Крутильные колебания будут проявляться только на определенной частоте вращения; при увеличении или уменьшении частоты они прекращаются.

Значительное усиление крутильных колебаний может произойти при увеличении подачи топлива в один или несколько цилиндров. Крутильные колебания валов на дизелях 10Д100 в эксплуатации могут возникать при большом износе валков антивибратора, нарушениях в сборке антивибратора, при заклинивании его грузов.

Маятниковый антивибратор дизеля 2А-5Д49 принципиально устроен одинаково с антивибратором дизеля 10Д100. Его ступица имеет два диска, между которыми на пальцах подвешены с зазором в соединении шесть грузов, четыре из которых настроены на одну частоту, а два других — на другую.

Антивибратор (демпфер) вязкого трения (см. рис. 58, поз. 1) состоит из корпуса, заполненного вязкой силиконовой жидкостью (жидким каучуком). Внутри корпуса размещен маховик, направляемый двумя боковыми кольцами. Действие демпфера основано на поглощении энергии колебаний за счет трения между инерционной массой и вязкой жидкостью. Когда коленчатый вал дизеля вращается равномерно, то маховик за счет сил трения между ним и жидкостью также будет вращаться с равномерной скоростью. Если возникают крутильные колебания на валу дизеля, то благодаря наличию вязкого трения энергия колебаний будет поглощаться.

Комбинированный антивибратор состоит из маятникового антивибратора и демпфера вязкого трения, присоединенных друг к другу.

Комбинированные антивибраторы снижают напряжение от крутильных колебаний в 1,5 раза по сравнению с силиконовыми демпферами.

На коленчатых валах дизелей ПД1М антивибраторы не применяют, поскольку критическая частота вращения находится вне зоны рабочей частоты вращения коленчатого вала. Это достигнуто благодаря применению алюминиевых поршней вместо чугунных и увеличению жесткости коленчатого вала.

ШАТУННО-ПОРШНЕВАЯ ГРУППА ДИЗЕЛЯ

Глава IX.

27. Поршни

Шатунно-поршневая группа представляет группу деталей кинематической пары — поршень-шатун, играю-

щей важную роль в рабочем процессе дизеля. Деталью этой группы являются: поршень, уплотнительные и маслосъемные кольца поршня, палец, соединяющий поршень с шатуном, шатун

и подшипники верхней и нижней головок шатуна.

Головки поршней, находясь в непосредственном соприкосновении с горячими газами с температурой до 2000 °С, могут нагреваться до 600 °С, при этом они испытывают высокое давление газов (до 12 МПа). В связи с этим поршни изготавливают из высокопрочных металлов, а их головки охлаждаются маслом. Применение масла в качестве охлаждающей жидкости, несмотря на его меньшую по отношению к воде эффективность, экономически и технически оправдано. Обеспечить надежное уплотнение охлаждающего тракта поршня так, чтобы вода не попала в масло, технически трудно. Попадание же воды в масло грозит серьезным ухудшением его свойств и может привести к тяжелым последствиям: задиру стенок цилиндров, шеек валов и т. д.

Поршни изготавливают литьем или штамповкой. Материалом для них может служить сталь, чугун или алюминиевые сплавы. Они имеют форму стакана, нижняя часть которого (юбка) служит для направления во втулке, а

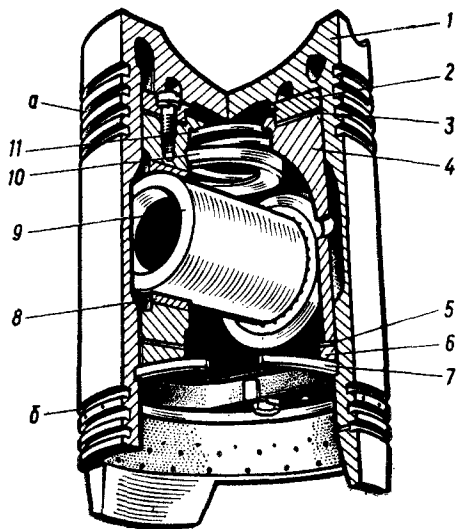


Рис. 69. Поршень дизеля 10Д100:

1 — стакан; 2, 6 — плиты; 3, 5 — прокладки регулировочные; 4 — вставка; 7 — кольцо стопорное; 8 — втулка; 9 — палец; 10 — полушка; 11 — пружина; а, б — канавки для уплотнительных и масло-съемных колец

верхняя (головка) совместно с цилиндром и крышкой образуют рабочий объем цилиндра. Из-за разности температур, испытываемых различными частями поршня, он выполнен с некоторым увеличением диаметра от головки к юбке. Головка имеет меньший диаметр, чтобы исключить заклинивание ее в цилиндре при высокой температуре. По конструкции поршни делятся на составные и цельные. Составные поршни имеют отдельно головку и юбку (тронк), а в некоторых случаях вставку, соединяемые при помощи шпилек.

Поршни дизелей типа Д100 (нижний и верхний) несколько отличаются друг от друга формой днища как с наружной, так и внутренней стороны и поэтому невзаимозаменяемы. На дизелях Д100 установлены поршни трех вариантов (3, 3А и 5), в конструкции которых много одинаковых или аналогичных деталей. С 1972 г. устанавливаются поршни бесшпильной конструкции (вариант 5). Они отличаются креплением вставки 4 (рис. 69) стопорным кольцом 7, а не шпильками, ввернутыми в приливы головки поршня, и применением циркуляционной системы охлаждения головки поршня.

Поршень состоит (см. рис. 69) из стакана 1, изготовленного из высоколегированного серого чугуна, вставки 4 с установленными сверху и снизу плитами 2, 6 и регулировочными прокладками 3, 5, с помощью которых регулируется линейный размер камеры сжатия. Вставка удерживается в корпусе стопорным кольцом 7. Применение такого способа соединения вместо шпильчного позволило устранить концентрации напряжений в головке поршня от резьбовых отверстий. В отверстиях вставки в бронзовых втулках 8 свободно (скользящая посадка) вставлен поршневой палец 9 для соединения с головкой шатуна.

На корпусе снаружи проточены канавки а, б для уплотнительных колец (четыре верхних) и масло-съемных (три нижних). Рабочая цилиндрическая часть поршня покрыта оловом для устранения задилов, а головка поршня над верхней канавкой покрыта хромом для предупреждения обра-

зования окалины от действия горячих газов.

Головки поршня охлаждаются маслом, циркулирующим по ее каналам. В отличие от поршней вариантов 3 и 3А в бесшпилечных поршнях каналы масляного охлаждения расположены симметрично относительно камеры сгорания, что обеспечивает довольно равномерное распределение термических напряжений в головке поршня. Масло для охлаждения поршня поступает по осевому каналу в шатуне к его головке и далее через отверстия по кольцевой канавке во втулке-подшипнике подается к головке поршня. Из головки поршня масло сливается в картер.

Поршень дизелей типа Д49 составной. Штампованная головка поршня 2 (рис. 70) из жаростойкой стали соединена с алюминиевым тронком 6 при помощи шпилек. Для улучшения прирабатываемости поверхность тронка покрыта дисульфидом молибдена. На головке имеются четыре канавки под три трапецевидных уплотнительных кольца и одно маслоъемное, а на тронке — одна под маслоъемное кольцо 5 с пружинным расширителем (экспандером). Поршневой палец 8 плавающего типа изготовлен из легированной стали, азотирован и цементрован. От осевого смещения палец удерживается стопорными кольцами 9.

Масло для охлаждения поршня поступает из головки шатуна через отверстие в прижатый к ней пружиной 3 стакан 4 и далее от центра днища по отверстиям а в тронке перетекает в периферийную полость охлаждения б, откуда по каналу в тронке стекает в картер. Для поддержания уровня масла в полости охлаждения в этот канал запрессована трубка, конец которой возвышается над тронком на 15 мм.

Поршни дизеля ПД1М представляют цельную отливку из алюминиевого сплава (силумина). Коэффициент теплопроводности силумина в 4,25 раза больше, а плотность в 2,75 раза меньше, чем у чугуна. Использование материала с высокой теплопроводностью позволило не применять спе-

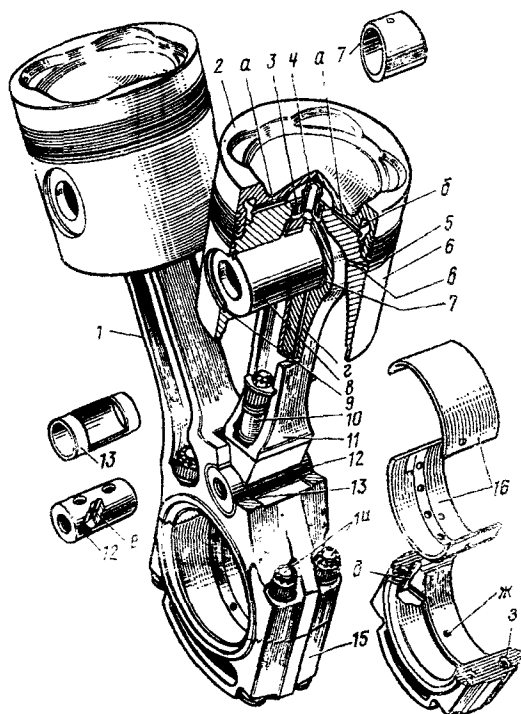


Рис. 70. Шатуно-поршневая группа дизелей типа Д49:

1 — главный шатун; 2 — поршень; 3 — пружина; 4 — стакан; 5 — маслоъемное кольцо с экспандером; 6 — тронк; 7 — втулка верхней головки шатуна; 8 — палец; 9 — стопорное кольцо; 10 — болт прицепного шатуна; 11 — прицепной шатун; 12 — палец прицепного шатуна; 13 — втулка-подшипник; 14 — шатунные болты; 15 — крышка; 16 — вкладыши; а, б, в, г, д, е — каналы; б — полость охлаждения; ж — отверстие под штифт; з — зубчатый стык

циальное охлаждение поршня. Благодаря большому заряду свежего воздуха, подаваемого в цилиндры дизеля, головки поршней сверху хорошо охлаждаются воздухом, а снизу они охлаждаются брызгами масла при работе дизеля.

Головка поршня выполнена толстостенной с плавным переходом к цилиндрической поверхности. Торец имеет вогнутую поверхность с четырьмя вырезами для размещения головок клапанов при нахождении поршня в верхнем положении. Вогнутая форма поверхности днища способствует лучшему смешиванию распыленного топлива с воздухом и лучшему его сгоранию.

На головке и юбке поршня проточены канавки для размещения четырех уплотнительных и трех маслоъемных (одно маслоъемное кольцо

расположено в верхней части поршня, а два — в нижней) колец. В канавках под маслосъемные кольца просверлены отверстия для стекания масла, снятого со стенок цилиндра кольцами.

В бобышках поршня расположен палец, удерживаемый от осевых перемещений заглушками, установленными в отверстиях с натягом. Палец смазывается от головки шатуна, а затем масло стекает в картер через прорези в заглушках и по каналам в юбке поршня.

Поршневые пальцы. Пальцы служат для соединения верхних головок шатунов с поршнями. Они изготовлены из высоколегированных хромоникелевых сталей. Наружная поверхность пальцев цементируется (науглероживается) на глубину 1,2—1,5 мм, шлифуется и полируется. По способу закрепления в поршне пальцы выполняют неподвижными и плавающими. Неподвижное соединение пальца со вставкой поршня сделано в дизелях 2Д100. У поршней дизелей 10Д100 и 5Д49, ПД1М палец свободно с зазором вставляется в отверстия бобышек вставки, тронка или корпуса поршня, а также во втулку головки шатуна.

Пальцы плавающего типа имеют также и осевой зазор в соединении с поршнем. Пальцы смазываются через головки шатунов. У дизеля ПД1М внутри пальца вставлена втулка, развальцованная по концам. Таким образом, между телом пальца и втулкой образуется камера, куда по четырем отверстиям в середине пальца масло поступает из кольцевой канавки втулки головки шатуна. Из камеры масло вытекает на поверхность пальца по восьми отверстиям, расположенным по его концам.

2а. Поршневые кольца

Для обеспечения надежного уплотнения поршня в цилиндре на поршнях устанавливают уплотнительные кольца. Для регулирования подачи масла к трущимся поверхностям втулки цилиндра установлены маслосъемные (маслосрезающие) кольца. Весь комплект колец (уплотнительных и

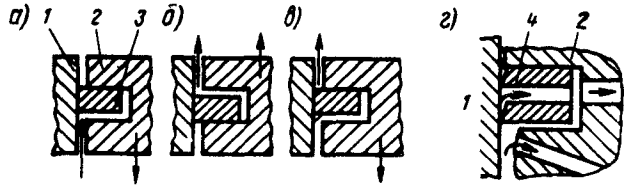
маслосъемных) служит для уплотнения надпоршневого пространства и ограничения потерь масла «на угар». От конструктивно-технологических особенностей поршневых колец, а также от состояния их в эксплуатации экономичность дизелей по расходу масла может меняться в 5—10 раз. Поэтому к качеству изготовления поршневых колец, материалу и качеству пригонки по канавкам (ручьям) поршней предъявляют высокие требования.

Кольца ставят в канавки поршней с определенным зазором. Постановка кольца с малым зазором может привести к заеданию кольца в канавке и ухудшению его уплотнительных свойств. Постановка кольца с увеличенным зазором повышает насосное действие колец, заключающееся в том, что кольцо, имея зазор по высоте, при работе поршня попеременно прижимается то к низу, то к верху канавки. При этом масло периодически перекачивается от одной канавки к другой (рис. 71, а). С одной стороны, это насосное действие колец благоприятствует работе цилиндра-поршневой группы, так как обеспечивает подачу масла к верхнему поясу цилиндрической втулки, но, с другой, — приводит к увеличению расхода масла и нагарообразованию.

Форма сечения поршневых колец для разных дизелей различна (рис. 72, а). Наиболее простейшую и часто встречающуюся форму уплотнительных колец — прямоугольную (рис. 72, а) имеют кольца поршней дизелей типа Д100 и некоторых других. Дизели типа Д49 имеют кольца трапециевидной формы (рис. 72, б), такую же форму имеют два верхних кольца поршней дизеля ПД1М. Трапециевидная форма канавок поршня усиливает перемычки между соседними канавками и уменьшает нагар в канавках за счет самоочистки. Форма второй пары уплотнительных колец поршней дизеля ПД1М прямоугольная с коническим скосом (рис. 72, в). Эти кольца обеспечивают повышенное давление за счет узкой цилиндрической поверхности и хороший контакт со стенками цилиндров.

Рис. 71. Схемы насосного действия уплотнительных колец (а, б, в) и схема скребкового действия масло-съемных (г) поршневых колец:

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — масло-съемное кольцо



Второе и четвертое кольца поршней дизеля 10Д100 на наружной поверхности имеют с двух сторон скосы для лучшей приработки, а между скосами в средней части имеют выточку, в которую завальцовывается бронзовое кольцо (рис. 72, г). Бронзовое кольцо-вставка улучшает первоначальную приработку кольца к поверхности цилиндрической втулки. Бронзовая вставка изнашивается быстрее чугунного кольца, образуя на стенке цилиндра металлическую пленку, которая предохраняет стенку от задиоров.

Маслосъемные кольца должны иметь узкую опорную поверхность и большую упругость для создания высокого давления на стенку. Их форма должна обеспечивать скребковое действие, чтобы регулировать количество масла, оставляемого на стенках цилиндра. Наиболее эффективны кольца коробчатого типа (рис. 72, д, е, ж). На поршнях дизелей типа Д100 применяют два типа коробчатых колец: с прорезями (см. рис. 72, д) и без прорезей (см. рис. 72, е). Коробчатые кольца с двойной скребковой поверхностью (см. рис. 72, ж) устанавлива-

ются на поршнях дизелей типов Д49 и ПД1М. У этих колец по периметру канавки профрезерованы двенадцать радиальных сквозных пазов. Таким образом, кольцо состоит как бы из двух частей — верхней и нижней, соединенных узкими перегородками, которые остаются после фрезеровки сквозных отверстий. Как верхняя, так и нижняя часть кольца имеют конусный срез в одну сторону. Такая конструкция дает возможность маслосъемному кольцу при движении поршня вверх скользить по маслу, при движении вниз острыми кромками соскабливать масло со стенок цилиндров (см. рис. 72, г). Маслосъемное коробчатое кольцо поршня дизеля 2А-5Д49 имеет экспандер (пружинное кольцо).

Материал поршневых колец должен обладать возможно меньшим коэффициентом трения, так как обычно потери на трение при работе поршней и поршневых колец составляют 50—60% всех механических потерь в двигателе. Поршневые кольца должны иметь высокий коэффициент теплопроводности, так как 75—80% тепла, полученного поршнем, отводится порш-

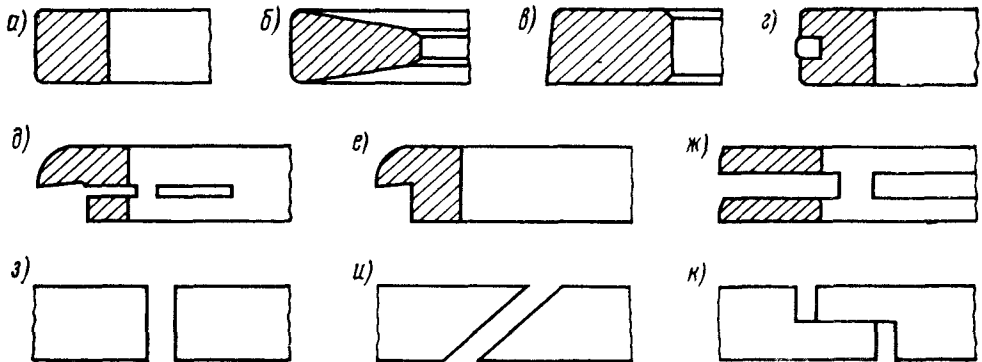


Рис. 72. Формы сечений и замки поршневых колец:

а — прямоугольное; б — трапециевидное; в — коническое с узким опорным пояском; г — прямоугольное с медной вставкой; д — скребковое с прорезью; е — скребковое без прорези; ж — коробчатое с двойной скребковой поверхностью; з — кольцо с прямым замком; и — кольцо с косым замком; к — кольцо со ступенчатым замком

невными кольцами. Кроме того, необходимо, чтобы кольца под влиянием высоких температур не теряли свою упругость. Наиболее эффективное уплотнение поршневыми кольцами достигается при минимальном зазоре между поршнем и втулкой цилиндра, правильной цилиндрической форме втулки и соответствующей чистоте обработки ее поверхности (зеркала). По мере износа втулки, поршней, поршневых колец, особенно маслосъемных, увеличивается расход масла за счет попадания его в камеру сгорания, где оно частично сгорает, а частично коксует, что приводит к пригоранию поршневых колец.

Верхнее уплотнительное кольцо находится не только в тяжелых температурных условиях, но испытывает и наибольшую силовую нагрузку. Если принять максимальное давление в цилиндре за единицу, то 0,75 приходится на первое кольцо, 0,20 на второе и 0,05 на третье. Поэтому первое и второе кольца изготавливают из более прочного материала и хромируют.

У поршней дизеля 10Д100 кольца изготавливают из высокопрочного чугуна. Кольца первой и третьей канавок хромированы, а на внешней части проточены маслосдерживающие канавки и нанесено приработочное медно-дисульфидмолибденовое покрытие. Остальные уплотнительные кольца выполнены с бронзовыми вставками.

Кольца поршней дизелей Д49 и ПД1М также изготовлены из высокопрочного легированного чугуна. Трапециевидные кольца поршней (поверхности трения о цилиндр) покрыты пористым хромом, что повышает срок службы колец в 3—4 раза и уменьшает износ цилиндрических втулок. Пара колец прямоугольного сечения с коническим скосом поршней дизеля ПД1М для улучшения приработки покрыта тонким слоем полуды.

Замки поршневых колец выполняют преимущественно косыми (рис. 72, и). У дизеля 10Д100 первое и третье у нижнего и только одно верхнее у верхнего поршней кольца имеют прямые замки (рис. 72, з). Такие же замки имеют трапециевидные кольца,

а также маслосъемные кольца поршней дизеля ПД1М. Маслосъемные кольца поршней дизеля 10Д100, не имеющие сквозных прорезей, выполняют со ступенчатым замком (рис. 72, к).

29. Шатуны

Шатуны передают усилия, действующие на поршни, шатунным шейкам коленчатого вала дизеля. Они испытывают большие динамические нагрузки. Изготовлены шатуны из высококачественной легированной стали штамповкой. Если шатунная шейка коленчатого вала связана с одним поршнем (дизели Д100 и ПД1М), то шатун представляет собой фасонный стержень двутаврового сечения с верхней и нижней головками (рис. 73, а, б). Нижняя головка разъемная. Крышка шатуна 5 крепится к стержню шатунными болтами 7 из хромоникелевой стали. В средней части болты имеют пояски для центровки шатуна и крышки. Поверхность болтов должна быть полированной без каких-либо концентраторов напряжений. Головки болтов круглые с лысками для удержания от проворачивания при затяжке.

В верхнюю головку шатуна запрессована втулка 2, служащая подшипником для поршневого пальца. У дизеля ПД1М втулка 2 целиком бронзовая, а у дизелей типа Д100 она состоит из двух неразъемных втулок — наружной стальной и внутренней бронзовой. У внутренней втулки по всей поверхности прорезаны наклонные канавки, служащие для равномерного распределения масла по поверхности пальца. Втулки головок в средней части имеют кольцевую канавку и отверстия для подвода масла.

Шатунный подшипник нижней головки шатуна состоит из двух бронзовых вкладышей, залитых слоем баббита толщиной 0,5—0,7 мм. Около стыков вкладышей с одной и другой стороны выфрезерованы холодильники для создания масляного клина. Вкладыши шатунных подшипников дизелей типа Д100 невзаимозаменяемы. Вкладыш, устанавливаемый в расточку

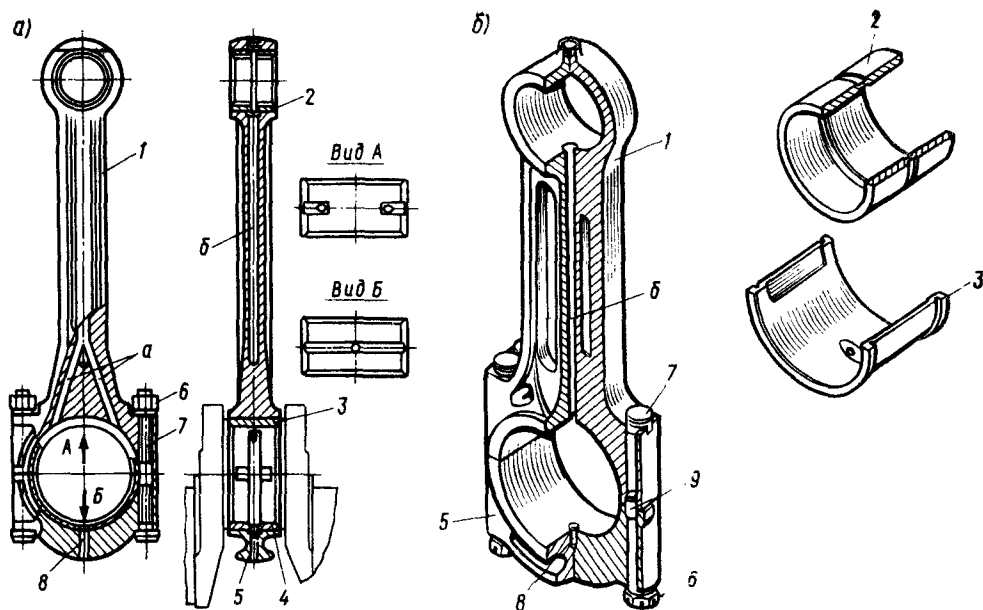


Рис. 73. Шатуны дизелей 10Д100 (а), ПД1М (б):

1 — стержень шатуна; 2 — втулки верхних головок шатунов; 3, 4 — вкладыши подшипников; 5 — крышка шатуна; 6 — гайка; 7 — шатунный болт; 8 — штифт; 9 — контрольный штифт; а, б — каналы для смазывания

корпуса шатуна, является наиболее нагруженным и называется рабочим бесканавочным вкладышем. Его внутренняя поверхность не имеет канавки (см. рис. 73, а, вид А). По среднему сечению вкладыша с обоих концов выфрезерованы карманы, в которых просверлены отверстия, соединяющиеся с косыми каналами маслопровода шатуна. Косые каналы а соединяются с центральным каналом б в стержне шатуна.

Вкладыш, располагающийся в крышке шатуна (см. рис. 73, а, вид Б) имеет кольцевую канавку и называется нерабочим канавочным вкладышем. В центре канавки просверлено отверстие. У вкладышей дизеля 2Д100 оно служит для подачи масла к продольному каналу в шатуне и далее на смазывание втулки пальца шатуна. У этого дизеля оба вкладыша канавочные и они взаимозаменяемые. Опыт эксплуатации показал, что у таких вкладышей возможно возникновение полусухого трения в шатунном подшипнике, вызывающего повреждение вкладышей и задиры шеек осей. Поэтому на дизелях 10Д100 менее

нагруженный (нерабочий) вкладыш сделан взаимозаменяемым с вкладышами дизеля 2Д100, а рабочий выполнен бесканавочным, обладающим большей несущей способностью.

Верхняя головка шатунов дизеля типа Д100 имеет шаровую поверхность, к которой притерта ползушка, служащая для приема масла в охлаждающую полость поршня и уплотнения от утечек масла по поверхности между ней, головкой шатуна и вставкой. Шатуны нижнего и верхнего поршней дизелей Д100 невзаимозаменяемы. Нижний длиннее верхнего на 102,2 мм.

Шатунные подшипники дизеля ПД1М состоят из двух взаимозаменяемых бронзовых вкладышей, удерживаемых от осевого смещения буртами. От проворачивания вкладыши фиксируются штифтом 8, устанавливаемым в отверстие нижней половинки подшипника. Отверстие в верхнем вкладыше служит для соединения с маслопроводом стержня шатуна.

У всех дизелей шатунные вкладыши устанавливаются в постели подшипников с натягом, который должен обеспечить непроворачиваемость вкла-

дышей в процессе работы дизеля. Возвышение одного конца каждой вкладыша над плоскостью разъема для создания нормального натяга должно составлять 0,11—0,13 мм.

У дизелей с V-образным расположением цилиндров каждая шатунная шейка коленчатого вала воспринимает усилие сразу от двух шатунно-поршневых групп. В этом случае шатун одной шатунно-поршневой группы присоединяется непосредственно к шейке коленчатого вала и называется головным, а второй шатун шатунно-поршневой группы присоединяется к развитой головке главного шатуна и называется прицепным. Есть конструкции, когда оба шатуна присоединяются непосредственно к шейке коленчатого вала.

Соединение двух шатунов называют шатунным устройством. У дизелей типа 5Д49 оно состоит из главного 1 (см. рис. 70) и прицепного 11 шатунов. Прицепной шатун своей расточкой в нижней части опирается на палец 12 и крепится к нему двумя болтами 10, составляя единое целое. Палец 12 вставлен в проушины развитой нижней головки главного шатуна. Втулка 13, запрессованная в проушины, служит подшипником для пальца.

В верхние головки шатунов запрессованы стальные втулки 7, внутренняя поверхность которых покрыта свинцовистой бронзой. Кольцевая проточка в средней части втулок сообщается двумя отверстиями с каналами маслопровода от шейки коленчатого вала к поршню. Нижняя головка главного шатуна имеет зубчатый стык 3 с крышкой 15 шатуна, препятствующий поперечному смещению крышки. Крышки притянуты к головке четырьмя болтами 14, резьба которых для повышения усталостной прочности обкатана. С этой же целью внутренние поверхности головки шатуна под вкладышем упрочнены накаткой. Вкладыши 16 шатунных подшипников стальные тонкостенные, залитые свинцовистой бронзой. Наружные поверхности вкладышей покрыты тонким слоем меди для устранения фреттинг-коррозии, возникающей при взаимных микропе-

ремещениях соприкасающихся тел. Внутренняя поверхность вкладышей для улучшения прирабатываемости покрыта тонким слоем свинцовистого сплава. Расточка вкладышей подшипника выполнена с некоторым увеличением диаметра от середины к краям (гиперболической). Такая форма расточки создает лучшие условия для гидродинамического режима смазывания подшипника с учетом упругих деформаций шеек коленчатого вала.

Шатунные вкладыши устанавливают с натягом и их положение фиксируется штифтами, запрессованными в стержень и крышку шатуна. Для перетока масла в нижней вкладыше имеется проточка с отверстиями, по которым масло с шатунной шейки поступает в канал d нижней крышки и перетекает к каналам стержней шатунов. Часть масла направляется по продольному каналу главного шатуна для смазывания верхней головки и охлаждения поршня, а часть масла поступает через канал e в палец 12 прицепного шатуна к каналу g шатуна и далее на смазывание головки шатуна и охлаждение поршня шатунно-поршневой группы с прицепным шатуном.

Шатуны — ответственные и тяжело нагруженные детали. Поэтому их поверхности упрочняют дополнительно наклепом дробью. Для обеспечения условий уравнивания шатунно-поршневых групп детали их собирают комплектно. При переработке все детали комплекта (шатун с крышкой, болты, гайки) должны быть поставлены на свои места по меткам, иметь определенные массу и размеры. Каждый комплект должен быть промаркирован.

30. Силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме дизеля

При работе двигателя внутреннего сгорания в его шатунно-кривошипном механизме действуют силы и моменты, возникающие под действием давления газов на поршень и от сил инерции масс движущихся деталей. Значения этих сил и моментов необходимо знать для расчета деталей шатунно-кривошипного механизма на прочность, для расчета шатуи-

ных и коренных подшипников упругих колебаний коленчатого вала, степени уравновешенности двигателя, а также размера и характера изнашивания трущихся деталей. Все эти вопросы изложены в специальной литературе. Рассмотрим лишь схему сил, действующих в шатуно-кривошипном механизме двигателя. определим места приложения этих сил и направление их действия.

Упрощенная схема сил, действующих в шатуно-кривошипном механизме, приведена на рис. 74. К точке *A*, изображающей ось поршневого пальца, приложена сила P_{Σ} , направленная вдоль оси цилиндра. Эта сила является суммой двух сил: силы газов P_{Γ} и силы инерции P_j поступательно движущихся масс (поршень, поршневые кольца, поршневой палец, верхняя часть шатуна):

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j.$$

Сила газов P_{Γ} меняется с изменением угла поворота коленчатого вала по закону, определяемому индикаторной диаграммой (см. рис. 28), а сила инерции, как известно из физики, равна произведению массы движущихся тел m на их ускорение a : $P_j = -ma$ и направлена в сторону, противоположную направлению ускорения поршня (это учтено знаком минус в формуле).

При построении диаграмм (рис. 75) принято, что силы положительны, если они направлены вниз (к коленчатому валу), и отрицательны, если они действуют в противоположную сторону, т. е. вверх. В общем случае силу P_{Σ} можно разложить на две силы: N , приложенную к стенке цилиндра, и K , направленную вдоль шатуна. Сила N , которую называют нормальной, так как она перпендикулярна к оси цилиндра, воспринимается внутренними поверхностями цилиндрических втулок; она вызывает постепенное изнашивание этих поверхностей и создает «прокидывающий»

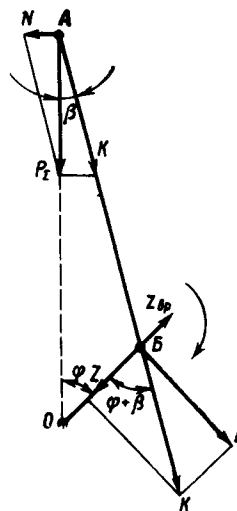


Рис. 74. Схема сил, действующих в шатуно-кривошипном механизме поршневого двигателя внутреннего сгорания:

A — ось поршневого пальца; *B* — ось шатуновой (мотылевой) шейки коленчатого вала; *O* — ось коренной шейки вала

момент относительно точки *O*. Силу K в соответствии с основными положениями механики можно перенести вдоль линии ее действия в точку *B*, которая изображает ось кривошипной шейки коленчатого вала. В точке *B* силу K можно разложить на две силы: касательную силу T , перпендикулярную к радиусу кривошипа, и радиальную силу Z , направленную вдоль радиуса кривошипа; линия действия силы Z всегда проходит через ось коленчатого вала (точку *O*).

Касательная (или, как часто говорят, тангенциальная) сила T создает вращающий момент на кривошипе: $M = TR$, т. е. именно эта сила T вращает коленчатый вал дизеля.

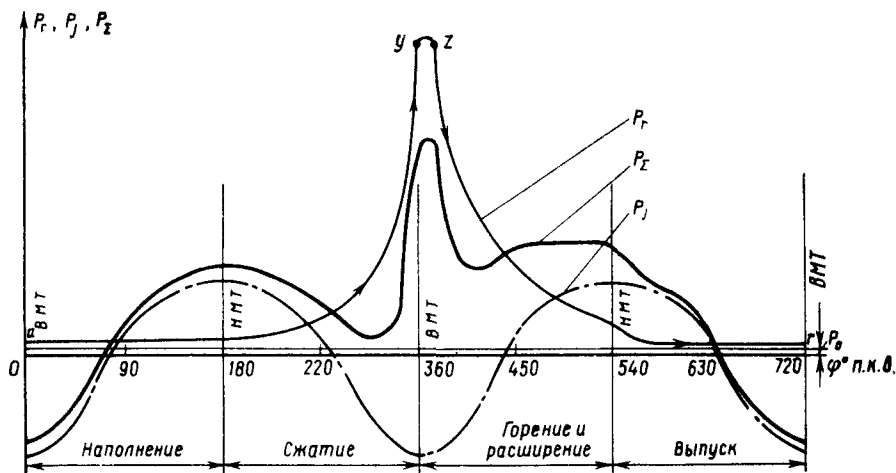


Рис. 75. Диаграммы изменения давления газов P_{Γ} , силы инерции поступательно движущихся частей P_j и суммарной силы P_{Σ} , действующей по оси цилиндра, в зависимости от угла поворота коленчатого вала (четырёхтактный двигатель)

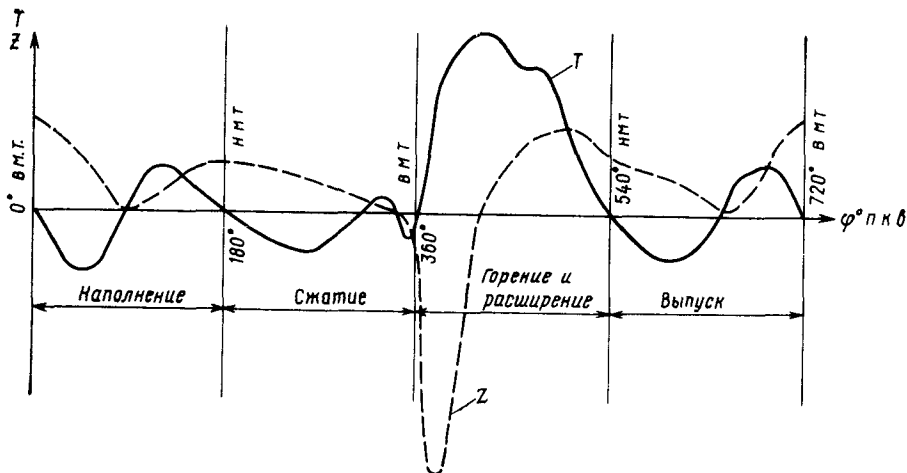


Рис. 76. Диаграммы изменения касательной T и радиальной Z сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала для четырехтактного двигателя

В точке B приложена также центробежная сила инерции $Z_{вр}$ вращающихся масс, в которые входит нижняя часть шатуна вместе с мотылевым подшипником, шатунная шейка коленчатого вала и две ее щеки:

$$Z_{вр} = -m_{вр}R\omega^2,$$

где $m_{вр}$ — масса вращающихся частей;
 R — радиус кривошипа;
 ω — угловая скорость коленчатого вала.

Сила $Z_{вр}$ всегда направлена по радиусу кривошипа от центра вращения вала O . При равномерном вращении коленчатого вала эта сила имеет постоянное значение, т. е. не меняет своего значения при изменении угла поворота вала.

Суммарная радиальная сила, действующая вдоль радиуса кривошипа: $Z_{\Sigma} = Z + Z_{вр}$. Этой силой нагружены подшипники коленчатого вала.

Следует заметить, что на приведенной схеме (см. рис. 74) значения и направления действующих сил соответствуют данному положению (углу поворота) кривошипа. С изменением угла поворота кривошипа направления и значения этих сил меняются, как показано на диаграммах (рис. 76). При построении этих диаграмм условно принято, что касательная сила T положительна, когда ее направление совпадает с направлением вращения вала, и, наоборот, отрицательна, когда она направлена против вращения коленчатого вала. Радиальные силы Z и $Z_{вр}$ условно считают положительными, когда они растягивают колено вала (направлены от точки O) и отрицательными, когда они сжимают колено.

Из приведенных диаграмм (см. рис. 75 и 76) видно, что сила от давления газов в цилиндре P_r , суммарная сила P_{Σ} , касательная T и радиальная Z силы имеют наибольшие значения при угле поворота коленчатого вала $\varphi = 360 \div 400^\circ$ (в четырехтактном двигателе), т. е. в период горения топлива и начала процесса расширения газов. В это время силы инерции поступательно движущихся масс P_i отрицательны, т. е. направлены в сторону, противоположную действию силы от давления газов P_r . Отметим, что так как радиус кривошипа R — величина постоянная, то диаграмма касательных сил T (см. рис. 76) является также и диаграммой вращающихся моментов, но изображенной в другом масштабе (по вертикальной оси).

Тепловозные дизели — это многоцилиндровые двигатели (6, 8, 10, 12, 16 и 20-цилиндровые), поэтому часто при расчетах интересуют суммарный вращающийся момент на коленчатом валу, который создается при работе всех цилиндров. Диаграмма суммарного вращающегося момента дизеля (на муфте, связывающей коленчатый вал с агрегатами передачи мощности теплового двигателя) представлена на рис. 77. Эта диаграмма получена путем суммирования диаграмм вращающихся моментов по всем цилиндрам двигателя с учетом угловых смещений кривошипов вала для каждого цилиндра. По суммарному вращающему моменту и соответственно мощности дизеля на соединительной муфте выполняется расчет агрегатов передачи теплового двигателя и его тяговой характеристики.

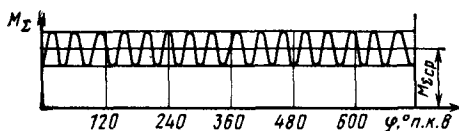


Рис. 77. Диаграмма суммарного вращающегося момента для 16-цилиндрового четырехтактного теплового дизеля

31. Крышки цилиндров

В крышке цилиндра и ее надстройке (в закрытии крышки, в клапанной коробке) расположены элементы распределительного механизма — клапаны и рычаги привода клапанов с толкателями. Поэтому конструкцию этих элементов рассмотрим совместно с конструкцией крышек цилиндров.

Крышки служат для размещения впускных и выпускных клапанов, топливной форсунки и вместе с втулкой цилиндра и головкой поршня образуют рабочий объем цилиндра. Каждый цилиндр дизеля имеет индивидуальную крышку. При работе дизеля крышка испытывает высокое давление газов (до 12 МПа) и большие температурные напряжения, возникающие вследствие неравномерного нагрева и разной толщины отдельных частей крышки. Для снижения темпера-

туры и температурных напряжений внутренние полости крышки охлаждаются водой.

Крышки цилиндров отливают из высокопрочного чугуна. В них имеются каналы для поступления воздуха к впускным клапанам, для выхода отработавших газов от выпускных клапанов, полости для охлаждения днища крышки и газораспределительного тракта.

Крышка цилиндра дизеля 2А-5Д49. Днище крышки (рис. 78) в местах между клапанными и форсуночными отверстиями имеет меньшую толщину для более лучшего его охлаждения и более равномерного нагревания. В корпусе крышки 1 в чугунных направляющих втулках размещены два впускных 2 и два выпускных 5 клапана. Посадочные пояски выпускных клапанов покрыты жаростойким и износостойким кобальтовым сплавом. Для повышения долговечности вы-

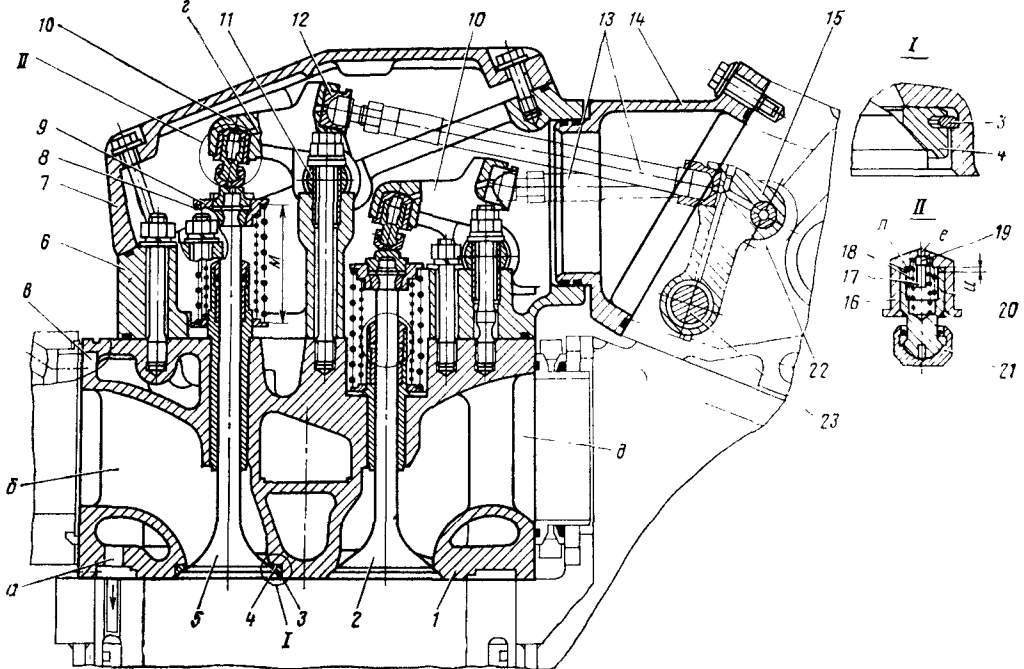


Рис. 78. Крышка цилиндра с клапанном механизмом дизеля 2А-5Д49:

1 — крышка цилиндра; 2, 5 — впускной и выпускной клапаны; 3 — кольцо пружинное; 4 — седло; 6 — закрытие крышки; 7 — крышка закрытия; 8 — пружины клапанов; 9 — тарелка пружины с разрезными сухарями; 10 — рычаги клапанов; 11 — ось рычага; 12 — опорная вставка; 13 — толкатели рычагов; 14 — переходной патрубков; 15 — рычаг толкателя; 16 — втулка гидротолкателя; 17 — упор; 18 — пружины; 19 — шариковый клапан; 20 — толкатель; 21 — колпачок; 22 — ось рычага; 23 — ролик; а, в, г, е — отверстия; б — полость выпуска газов; д — полость подвода воздуха

пускных клапанов в крышке установлены для них плавающие вставные седла 4, удерживаемые пружинными кольцами 3. Седла и стопорные кольца изготовлены из жаропрочных сталей.

На верхнюю плоскость крышки установлено закрытие 6, уплотненное резиновым кольцом и прижатое к крышке шпильками. В корпусе закрытия крышки на осях 11 с втулками установлены рычаги 10, каждый из которых открывает два одноименных клапана. Усилие от штанг 13 толкателей через шаровую головку передается на верхний конец рычага, заставляя его поворачиваться относительно оси 11. При повороте рычаг передает усилие на стержни клапанов через гидротолкатели, вставленные в расточки рычага. Гидротолкатели устраняют при работе дизеля зазор между рычагом и клапаном и тем самым снижают шумность их работы. Сущность

работы гидротолкателя состоит в следующем. Из масляной системы дизеля через каналы в штанге и рычаге и отверстие *e* (см. выноску II) масло поступает в полость *d* между толкателем 20 и втулкой 16, вставленной в расточку рычага. Шарик 19, лежащий на упоре 17, не препятствует перетеканию масла в полость гидротолкателя через отверстие *e*. В момент, когда кулачок распределительного вала, нажимая на ролик рычага 15 в лотке дизеля, подает через штангу 13 и рычаг 10 сигнал на открытие клапанов, давление масла в полости толкателя резко повышается и шарик перекрывает отверстие *e*. Тем самым создается масляная подушка, обеспечивающая беззазорную работу клапанов. Через нее усилие рычага передается на толкатель 20 и далее через колпачки 21 на шток клапана. Штоки клапанов для повышения износостойкости хромированы. Во избежание попадания масла из клапанной коробки в камеру сгорания на штоках клапанов имеются уплотнения, состоящие из фторопластовых колец и скребков.

Каждый клапан удерживается в закрытом состоянии двумя пружинами 8, расположенными между нижними опорными и верхними удерживающими тарелками. Верхние тарелки удерживаются на штоке клапанов с помощью двух разрезных сухарей. К закрытию 6 крышки присоединен переходной патрубком 14, соединяющий полость клапанной коробки с лотком дизеля. Сверху над клапанным механизмом установлена крышка 7 закрытия, уплотненная резиновым кольцом.

Клапанный механизм смазывается разбрызгиванием масла, поступающего из лотка дизеля. Из крышки цилиндра по отверстию в лотке и трубке в блоке дизеля масло стекает в картер. Охлаждающая вода поступает в крышку через отверстие *a*, а отводится через отверстие *b*.

Крышка цилиндра дизеля ПД1М. Крышка (рис. 79) имеет вид восьмигранной коробки с обработанными верхними и нижними плоскостями и двумя боковыми гранями. Снизу на днище крышки имеется кольцевой

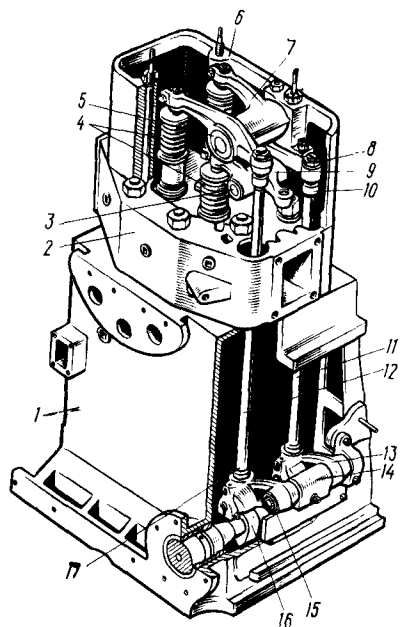


Рис. 79. Привод клапанов крышки цилиндра дизеля ПД1М:

1 — блок дизеля; 2 — крышка цилиндра; 3, 5 — оси рычагов впускных и выпускных клапанов; 4 — пружины впускного и выпускного клапанов; 6 — клапанная коробка; 7, 9 — рычаги выпускных и впускных клапанов; 8 — толкатель; 10 — верхняя головка штанги; 11, 12 — штанги рычагов впускного и выпускного клапанов; 13 — рычаг толкателя клапанов; 14 — кронштейн; 15 — ось рычага толкателя; 16 — кулачок распределительного вала; 17 — головка штанги нижняя

бурт, которым крышка уплотнена на втулке цилиндра. Для увеличения охлаждающей поверхности днища в зоне выпускных клапанов расстояние между отверстиями для них выполнено несколько большими, чем между отверстиями для впускных клапанов. Отверстия под клапаны имеют обработанные посадочные места. Для направления клапанов в отверстия крышки запрессованы чугунные втулки: длинные — для выпускных и короткие — для впускных клапанов. Сквозные отверстия в крышке служат для прохода штанг 11, 12 толкателей. В центре крышки запрессована стальная втулка для установки форсунки. По наружному контуру крышки имеются восемь отверстий для прохода шпилек крепления крышки к блоку дизеля 1. Четыре шпильки служат для крепления клапанной коробки 6 и ее крышки. Внутри крышки проходит канал, идущий от ее днища к отверстию в приливе на боковой поверхности крышки. В прилив ввернут индикаторный кран.

Крышка охлаждается водой, поступающей от блока дизеля через шесть малых и два больших отверстия. Для распределения потока охлаждающей воды в отверстие, находящееся со стороны воздушного канала, запрессована чугунная втулка с диаметром проходного сечения 35 мм, а в отверстие со стороны выпускного канала — с диаметром 13 мм. Таким образом, основной поток воды поступает со стороны наименее нагретой части крышки. Омывая дно и стенки крышки, вода поднимается вверх, равномерно охлаждая крышку, и через отверстие попадает в вертикальный патрубок водяного коллектора.

32 Газораспределительные механизмы

Клапанный механизм дизеля ПД1М. Механизм (см. рис. 79) состоит из клапанов и их привода. Клапаны изготовлены штамповкой из высококачественной хромистой стали. Впускные и выпускные клапаны отличаются только длиной стержня. Тарелки клапанов притерты к посадочным

местам. Направление клапанов обеспечивается чугунными втулками, на наружных буртах которых установлены двойные пружины 4 из оцинкованной хромованадиевой проволоки. Пружина сверху упирается в тарелку, которая удерживается замочным сухарем, состоящим из двух половинок для возможности их выемки. Сухари удерживаются на замочной части клапанов тремя трапециевидными выступами, входящими в соответствующие выточки на стержнях клапанов. При нажатии пружины на тарелку благодаря коническому сопряжению тарелки с сухарями плотно охватывают замочную часть клапанов. Для уменьшения шума при работе клапана над сухарями установлены фибровые прокладки, удерживаемые в тарелках стопорными кольцами. Сверху на клапаны свободно установлены стальные закаленные колпачки.

Рычаги клапанов установлены в клапанной коробке 6, отлитой из чугуна и закрытой алюминиевой крышкой. В клапанной коробке с обеих сторон имеется по два прилива, в сквозные расточки которых установлены оси рычагов. На ось 3 установлен рычаг 9 впускных клапанов, а на ось 5 — рычаг 7 выпускных. Оси рычагов жестко закреплены в приливах (приливы имеют прорези и стянуты болтами). Снаружи отверстия под оси рычагов закрыты плоскими заглушками, поставленными на пасту «Герметик». Рычаги клапанов (рис. 80) отлиты из стали 40. В расточки корпусов рычагов запрессованы бронзовые втулки 2, служащие подшипниками для осей. Втулки имеют отверстия и канавки, через которые масло поступает для смазывания осей рычагов. Для предотвращения вытекания масла через зазоры в торцах рычагов в их выточках установлены самоподвижные сальники 3.

Рычаг выпускных клапанов трехплечий. Плечи *a* на концах имеют головки с резьбовыми отверстиями и клеммными разрезами. Плечо *b* заканчивается круглой головкой, в которой просверлено отверстие и нарезана резьба для головки толкателя. Рычаг впускных клапанов четырехплечий.

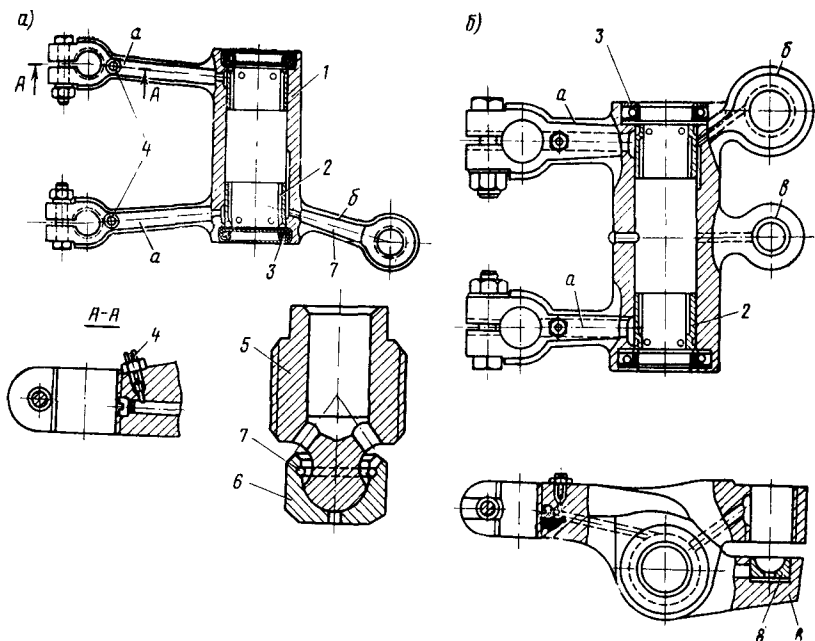


Рис. 80. Рычаги выпускных (а) и впускных (б) клапанов (ПД1М):
 1 — корпус рычага; 2 — втулка; 3 — сальник; 4 — жиклер; 5 — ударник; 6 — боек; 7 — пружинное кольцо; 8 — пята; а, б, в — плечи рычагов с головками

Плечи *a* этого рычага по устройству аналогичны плечам рычага выпускных клапанов, но выполнены более короткими и имеют более жесткую конструкцию. Дополнительное четвертое плечо *в* имеет выточку, в которую впрессована пята *8* для упора пружины, зажатой между фланцами корпуса клапанной коробки и упором. Пружина служит для создания дополнительного усилия, чтобы избежать запаздывания при закрытии впускных клапанов.

В отверстия головок плеч рычагов ввернуты ударники *5*, которые застопорены болтами клеммных зажимов. Ударники сверху имеют шестигранную головку под ключ для отвертывания и заворачивания их при регулировке зазоров. На сферическую головку ударников надет бронзовый боек *6*, укрепленный разрезным пружинным кольцом *7*. Масло к бойкам поступает от осей рычагов через осевые клапаны в плечах и жиклеры *4*. Отвертывая или заворачивая жиклеры, регулируют подачу масла к бойкам. К головкам толкателей и к пята упора дополнительной пружины масло поступает по ка-

налам в рычагах. Рычаги клапанов приводятся в действие от распределительного вала через рычаги *13* толкателей и штанги *11, 12* (см. рис. 79).

Привод клапанного механизма. Привод обеспечивает открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов в определенные моменты в зависимости от положения кривошипа коленчатого вала дизеля. Распределительный вал, обеспечивающий открытия клапанов согласно порядку работы цилиндров, приводится во вращение коленчатым валом дизеля через систему шестерен, размещенных в корпусе привода на торце дизеля.

Привод распределительного вала дизелей 5Д49 расположен на заднем торце блока цилиндров. Корпус привода состоит из четырех отдельных алюминиевых корпусов, в которых на подшипниках качения в стальных обоймах, запрессованных в приливы корпусов, размещены прямозубые и конические шестерни. Шестерни цементированы и закалены. Размещение шестерен в отдельных корпусах позволяет применять агрегатный метод ремонта.

От коленчатого вала дизеля через систему прямозубых шестерен 1, 2, 3, 8, 12, 13, 16 (рис. 81) вращение передается полому шлицевому валу 11, который соединен с шестерней 16 наружными шлицами. Полый вал внутренними шлицами соединен с распределительным валом и приводит его во вращение. Шлицевой вал 11 имеет разное число наружных и внутренних шлицев, что позволяет при необходимости изменять взаимное положение распределительного и коленчатого валов без разборки всего привода. Для этого достаточно снять крышку на торце корпуса привода со стороны распределительного вала.

Помимо распределительного вала, привод обеспечивает вращение валов механического тахометра, объединенного регулятора, привода якорей возбuditеля и стартер-генератора, а также выключателя предельной частоты вращения. Вал 6 привода механического тахометра получает вращение от коленчатого вала через шестерни 1, 2, 3, 8, 10, 9, 5. С одной стороны на конце вала 6 имеются внутренние шлицы для привода механического тахометра, а с другой — коническая шестерня 7 для привода объединенного регулятора. Шестерня 9, изготовленная заодно целое с валом, служит для привода якоря возбuditеля, а вал 14, получающий вращение от шестерни 8 через промежуточную шестерню, — для привода якоря стартер-генератора. Шестерни привода, подшипники и шлицевые соединения смазываются маслом, которое поступает по каналам из системы двигателя и разбрызгивается в корпусе.

Привод распределительного и кулачкового вала дизеля ПД1М (рис. 82) состоит из стальных термически обработанных цилиндрических шестерен 2, 3, 4, 1 с косыми зубьями, размещенных в корпусе на заднем торце блока дизеля. Корпус привода с крышкой крепится к раме дизеля длинными стяжными болтами, а к блоку дизеля — короткими. Шестерни 4 и 1 закреплены на концах кулачкового и распределительного валов. Шестерня 3 вращается в бронзовых втулках,

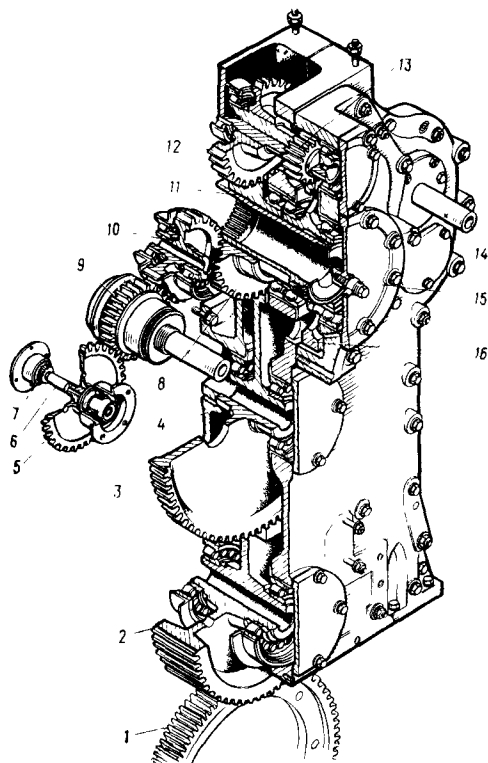


Рис. 81. Привод распределительного вала дизеля 5Д49:

1 — шестерня коленчатого вала; 2, 3, 5, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 16 — шестерни привода; 4 — корпус; 6 — вал; 11 — шлицевой полый вал; 14 — вал привода стартер-генератора; 15 — штуцер для подвода масла к шлицевой втулке

залитых баббитом, на стальном валике, вставленном в отверстия разрезных щек кронштейна корпуса и зажатых стяжными болтами. Масло для смазывания подшипников и шестерен поступает через внутреннюю полость валика и по радиальному каналу в шестерне 3 к ее зубьям и разбрызгивается внутри корпуса. Частота вращения распределительного и кулачкового валов в два раза меньше частоты вращения коленчатого вала. С шестерней 4 входит в зацепление шестерня водяного насоса.

Распределительные валы. Для управления работой впускных и выпускных клапанов, а на дизелях типа 5Д49 еще работой топливных насосов соответственно порядку работы цилиндров служат распределительные валы. Распределительный вал 4 дизеля 5Д49 расположен в лотке 2 дизеля (рис. 83)

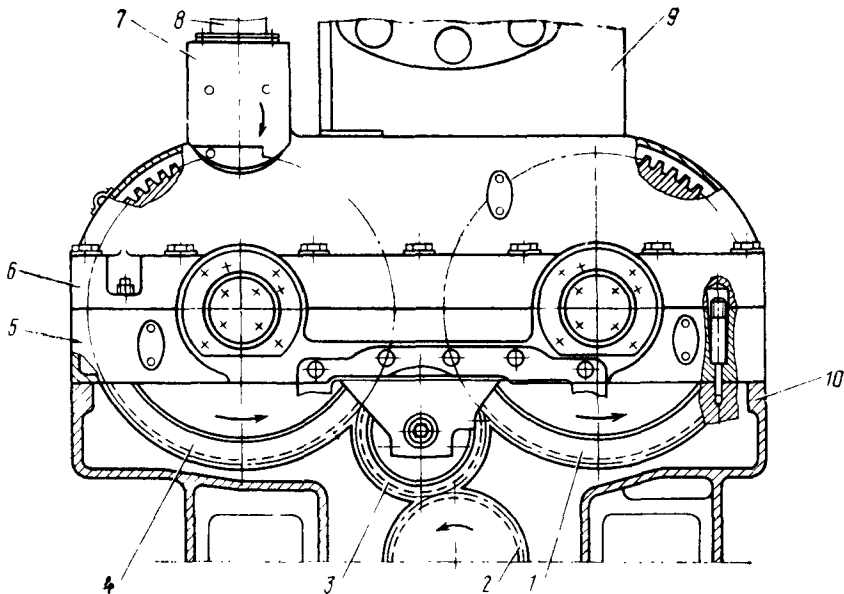


Рис. 82. Привод распределительных валов дизеля ПД1М:

1, 2, 3, 4 — шестерни; 5 — корпус; 6 — крышка корпуса; 7 — маслоуловитель; 8 — труба вентиляции картера; 9 — блок цилиндров; 10 — рама дизеля

и вращается в разъемных алюминиевых подшипниках 3. Один из подшипников является упорным. Он установлен первым со стороны приводной шестерни 14 (на рис. 79 поз. 16) и зафиксирован в корпусе лотка штифтом. Остальные подшипники опорные — они несут только радиальную нагрузку. От смещения подшипники удерживаются фиксаторами. Лоток состоит из двух частей, соединенных болтами (на рис.

83 показана только часть лотка со стороны привода). С торцов он закрыт с одной стороны фланцем, а с другой — крышкой, уплотненной резиновыми кольцами. В крышке установлен редукционный клапан, к которому через штуцер подведена труба из масляной системы дизеля. Клапан отрегулирован на давление 0,25 МПа. Масло, поступившее в полость редукционного клапана, попадает в центральный ка-

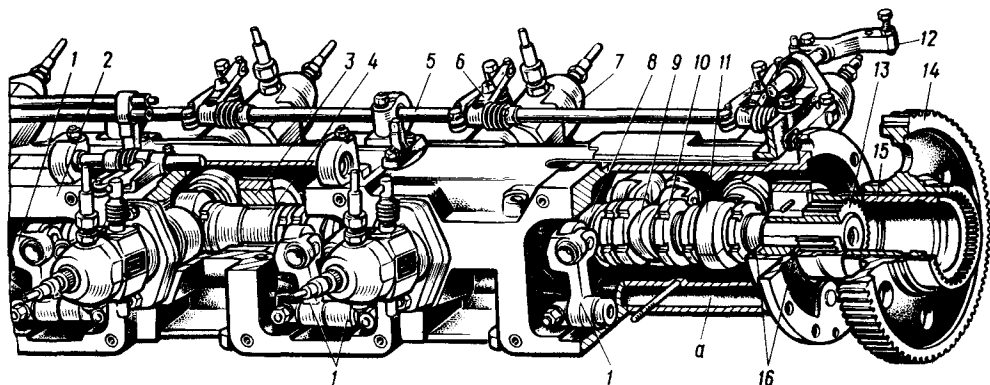


Рис. 83. Лоток:

1 — рычаги толкателей привода клапанов; 2 — корпус лотка; 3 — опорный подшипник; 4 — распределительный вал; 5 — вал привода реек топливных насосов; 6 — рычаг; 7 — топливный насос; 8, 9 — кулачковые шайбы для управления впускными и выпускными клапанами; 10 — зажимная гайка; 11 — кулачковая шайба для приведения в действие топливных насосов; 12 — рычаг управления рейками топливных насосов; 13 — зубчатая втулка; 14 — шестерня; 15 — шлицевой вал; 16 — упорные кольца; а — канал для масла

нал *a*, проходящий вдоль всего лотка. От этого канала масло поступает по каналам в корпусе лотка на смазывание подшипников распределительного вала и его привода, толкателей топливных насосов, а также рычагов толкателей привода клапанов.

Для смазывания клапанного механизма масло поступает по штанге толкателей.

Распределительный вал на заднем конце имеет напрессованную приводную втулку *13* с наружными шлицами, которыми она соединяется с шлицевой втулкой (валом) *15* привода. Втулка *13* вместе с кольцами образуют опорно-упорную шейку распределительного вала. На валу *4* на фиксирующих шпонках установлены по восемь впускных *8*, выпускных *9* и топливных *11* кулачковых шайб, состоящих из двух половин и закрепленных на валу гайками *10*. Для создания достаточной силы трения, препятствующей провороту кулачковых шайб на валу, торцовые поверхности гаек и шайб выполнены с конусными заточками. Опорные шейки вала аналогичным образом закреплены на нем гайками. По наружной поверхности гайки имеют специальные прорези под ключ. Разъемные половины подшипников шеек распределительного вала стянуты болтами.

Втулки, служащие опорными шейками вала, и кулачковые шайбы изготовлены из легированной стали. Рабочие поверхности втулок азотированы, а кулачковых шайб — цементированы и закалены. Благодаря разъемной конструкции подшипников и кулачковых шайб их замена может производиться без выемки вала из лотка — через боковые окна лотка.

Половины шайб, втулок и подшипников вала маркированы одним порядковым номером. Замена их производится только комплектно. При установке на вал шайб и втулок после затяжки гаек необходимо контролировать зазор в стыке, который должен быть не менее 0,03 мм. Зазор является непременным условием обеспечения требуемого усилия затяжки втулок и шайб на валу.

*Привод клапанного механизма от кулачкового распределительного вала осуществляется посредством рычагов и штанг толкателей. Рычаги толкателей качаются на осях *23*, закрепленных в кронштейнах лотка (см. рис. 76). Для уменьшения износа оси рычагов цементированы, а внутри рычагов установлены бронзовые втулки. В проушинах головок рычагов размещены оси, на которых на втулках плавающего типа (установленных с зазором с обеих сторон) вращаются ролики *22*. Рабочая поверхность роликов выполнена бочкообразной, цементирована и закалена.*

Головки рычагов имеют гнезда, служащие пятой для установки штанг толкателей *13*, верхние концы которых упираются в гнезда толкателей соответствующих рычагов клапанов. При вращении распределительного вала кулачковые шайбы, нажимая на ролики рычагов, передают усилия через штанги рычагам клапанов, открывая соответствующие клапаны. Конструкция штанги позволяет изменять ее длину и таким образом регулировать тепловые зазоры в рычажном механизме. Схема установки штанг толкателей приведена на рис. 84.

Распределительный вал дизеля ПДМ изготовлен из легированной

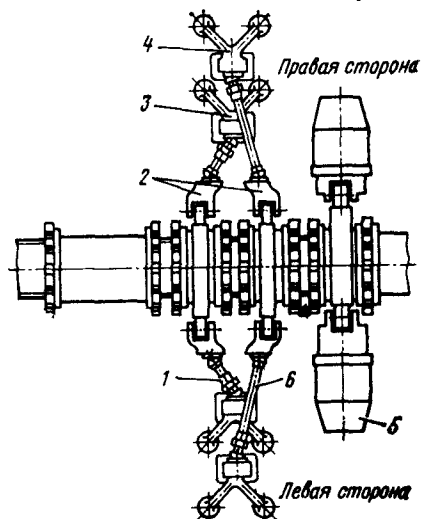


Рис. 84. Схема привода клапанов дизеля 5Д49:

1 — штанги к впускным клапанам; 2 — рычаги толкателей; 3, 4 — рычаги привода впускных и выпускных клапанов; 5 — топливный насос; 6 — штанги к выпускным клапанам

стали и состоит из трех отдельных частей. Вал имеет двенадцать кулачков (по четыре на каждой части), из которых шесть служат для открытия впускных и шесть — выпускных клапанов. Рабочие поверхности кулачков выполнены по шаблону, цементированы и закалены. Части вала соединены при помощи двух фланцев, скрепленных восьмью шпильками. Конец одной части вала в фланцевом соединении своим выступом плотно входит в выточку другой части, что обеспечивает центровку их осей и увеличивает прочность соединения. Распределительный вал своими шейками лежит на семи опорных подшипниках, запрессованных в блок цилиндров, и на одном приставном, запрессованном в крышку, которая прикреплена к корпусу привода распределительного вала.

Подшипники распределительного вала в виде втулок выполнены из бронзы с заливкой баббитом. В средней части каждого подшипника имеется кольцевая канавка с тремя радиальными отверстиями для масла.

Снизу и сверху в подшипниках выполнены холодильники. Масло к подшипникам, кроме приставного, подводится по индивидуальным трубкам, идущим от распределительной масляной трубы в раме дизеля. Масло из подшипников сливается в ванну распределительного вала, а оттуда в раму дизеля. У втулки приставного упорного подшипника снаружи в средней части сделана широкая кольцевая канавка с двумя радиальными каналами для протекания масла. От подшипника через штуцер по трубкам масло поступает для смазывания подшипников кулачкового вала топливных насосов и подшипников турбокомпрессора. Отсюда отводится трубка к манометру в кабине машиниста.

На свободном конце вала у седьмого упорного подшипника на конической части на шпонке установлена приводная шестерня, закрепленная конической гайкой. От распределительного вала через рычаги толкателей и штанги усилие от кулачков передается рычагам клапанов.

Глава XI Топливоподающие устройства дизелей

33. Работа топливоподающей аппаратуры

Топливо впрыскивается в камеры сгорания цилиндров в нужный момент и в определенном количестве в мелко-распыленном виде, обеспечивающем надежное воспламенение топлива, при помощи топливоподкачивающих устройств дизелей. К ним относятся: кулачковые валы с толкателями, топливные насосы высокого давления и форсунки. Принципиально процесс подачи топлива в цилиндры рассматриваемых дизелей осуществляется одинаково. Дизели Д100, Д49 и ПД1М имеют индивидуальные на каждый цилиндр насос и форсунку в отличие от дизелей 11Д45, 14Д40, М756, у которых топливные насосы объединены в отдельные блоки. Все насосы высокого давления реализуют большие давления впрыскивания топлива (до 80—

90 МПа), чем достигается хорошее его распыливание и смешивание с воздухом. В любом топливном насосе основным элементом, осуществляющим подачу и дозировку топлива, является насосный элемент — плунжерная прецизионная пара, состоящая из гильзы и плунжера, хорошо пригнанных и притертых друг к другу.

Принцип устройства топливоподающей аппаратуры дизелей типов Д100, Д49 и ПД1М можно уяснить из схемы, представленной на рис. 85. Плунжер 10 топливного насоса перемещается в гильзе 11 под действием толкателя 4, ролик 3 которого опирается на кулачок 2 вала топливных насосов. Ролик прижат к кулачку пружиной 5, размещенной в корпусе 6 толкателя. При вращении кулачкового вала толкатель будет совершать возвратно-поступательные перемещения. Такие же перемещения будет совершать плунжер

насоса, ход вниз которого обеспечивается пружиной 7.

Топливо из топливной системы подводится в полость над плунжером насоса. При движении плунжера вверх топливо, поступившее в полость над ним, подается через нагнетательный клапан 12, прижатый к седлу пружины, в трубопровод 13 высокого давления, идущий к форсунке. Как всякая жидкость, топливо практически несжимаемо и поэтому нагнетание его связано с повышением давления, достаточного для того, чтобы, поступив в полость форсунки, поднять иглу 18, прижатую к седлу пружины 15 через шток 16. Порция топлива, попавшая под иглу в распылитель, впрыскивается в цилиндр под высоким давлением и распыливается. При падении давления игла форсунки под действием пружины 15 закрывает доступ топлива к распылителю.

Обратный ход плунжер совершает под действием пружины 7. При этом в надплунжерное пространство топливо снова поступает из топливного коллектора. Количество топлива (порция), подаваемого в цилиндры дизеля, зависит от положения плунжера, которое устанавливается зубчатой рейкой 14, входящей в зацепление с его шестерней 9. Изменение подачи топлива определяется положением винтовой кромки канавки на плунжере относительно отверстия в гильзе 11. Канавка на головке плунжера представляет кольцевую проточку, верхняя часть кромки которой скошена по спирали (рис. 86). Кольцевая выемка *a* соединена с торцом плунжера *b* в продольной канавке *б*. Двигаясь вверх из крайнего нижнего положения 1 (рис. 87), плунжер вытесняет находящееся над ним топливо обратно через отверстие в гильзе до тех пор, пока верхняя кромка плунжера не перекроет это отверстие (положение 2). Положение 2 соответствует *геометрическому началу подачи топлива* в цилиндр. Плунжер, двигаясь далее вверх, давит на оставшееся топливо. Давление топлива быстро растет и оно через нагнетательный клапан поступает к форсунке до тех пор, пока плунжер скошенной кромкой не по-

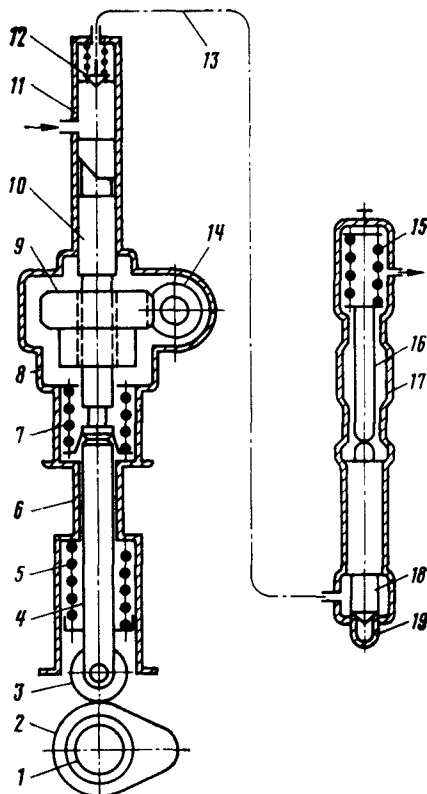


Рис. 85. Принципиальная схема топливной аппаратуры:

1 — распределительный вал; 2 — кулачок; 3 — ролик толкателя; 4 — толкатель; 5, 7, 15 — пружины; 6 — корпус толкателя; 8 — корпус топливного насоса; 9 — шестерня; 10 — плунжер; 11 — гильза плунжера; 12 — нагнетательный клапан; 13 — топливопровод высокого давления; 14 — зубчатая рейка; 16 — шток; 17 — корпус форсунки; 18 — игла; 19 — сопловой наконечник

дойдет к отверстию (положение 4). Это положение называют *геометрическим концом подачи топлива*, а ход плунжера от положения 2 до положения 4 — *полезным ходом плунжера*. Дальнейшее движение плунжера сопровождается падением давления в надплунжерном пространстве, так как топливо через продольную и далее че-

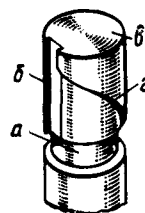


Рис. 86. Головка плунжера:
a — кольцевая канавка; *б* — вертикальный канал; *в* — торец головки; *г* — отсечная винтовая кромка

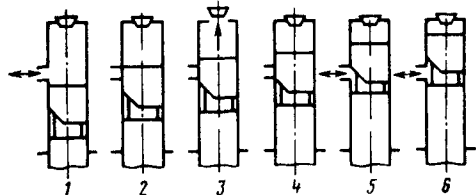


Рис. 87. Схема положений головки плунжера в гильзе при работе топливного насоса:

1 — нижнее положение; 2 — начало подачи топлива; 3 — подача; 4 — конец подачи; 5 — вытеснение топлива в картер; 6 — начало поступления топлива в насос

рез кольцевую канавку будет вытесняться обратно в топливный коллектор, и нагнетательный клапан при этом под действием пружины закроет доступ топлива к форсунке.

При обратном движении плунжера вниз из положения 6 топливо будет поступать в надплунжерное пространство по проточкам в нем до момента перекрытия головкой плунжера отверстия в гильзе (положение 4). После достижения положения 2 топливо снова поступает в надплунжерное пространство. Цикл работы топливного насоса будет повторяться при каждом обороте коленчатого вала у двухтактных дизелей и один раз за два оборота коленчатого вала — у четырехтактных.

Изменение порции топлива, подаваемого в цилиндры, достигается поворотом плунжера вокруг своей оси. При этом отсечная кромка винтовой канавки раньше или позже будет перекрывать отверстие в гильзе в зависимости от того, в какую сторону повернут

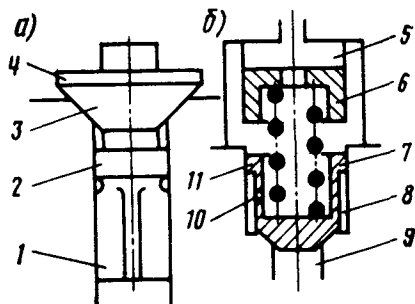


Рис. 88. Нагнетательные клапаны топливных насосов:

а — с разгрузочным пояском; б — с вытеснителем; 1 — направляющая часть; 2 — поясок; 3 — конус; 4, 7 — клапаны; 5, 8, 9 — полости; 6 — упор; 10 — отверстие; 11 — поясок

плунжер — на увеличение подачи топлива или на уменьшение. Если плунжер находится в таком положении, что его вертикальный паз совмещен с отверстием в гильзе, то топливо в цилиндры подаваться вообще не будет, так как надплунжерное пространство на всем ходу плунжера сообщается с топливным коллектором. Минимальная подача топлива соответствует минимальному полезному ходу плунжера, когда отверстие в гильзе перекрывается винтовой кромкой возле вертикального паза. Максимальная подача насоса обеспечивается при таком повороте плунжера, когда отверстие в гильзе перекрывается горизонтальной кромкой кольцевой проточки. Это положение соответствует *максимальному полезному ходу плунжера*.

Плунжер, головка которого имеет цилиндрическую верхнюю и скошенную винтовую нижнюю кромку, обеспечивает одинаковый угол начала подачи топлива независимо от того, какое количество топлива нужно подать в цилиндры дизеля. Количество подаваемого топлива в этом случае изменяют за счет конца подачи, т. е. за счет винтовой кромки. Такое регулирование имеют топливные насосы большинства дизелей, в том числе и дизели Д100 и ПД1М.

Головки плунжеров топливных насосов дизелей типа Д49 имеют скошенные кромки как у торца, так и у кольцевой канавки. Такие плунжеры обеспечивают изменение как начала, так и конца подачи топлива.

Большое значение в обеспечении нормальной работы топливного насоса имеет нагнетательный клапан, чтобы прекратить поступление топлива в конце подачи клапан выполняют с разгрузочным пояском (рис. 88, а). Такой клапан благодаря пояску 2 во время нагнетания топлива вынужден подниматься на значительную высоту. После отсечки подачи топлива клапан, садясь в свое гнездо, освобождает относительно большой объем над ним, и давление в топливопроводе к форсунке резко падает, чем устраняется подтекание.

От конструкции нагнетательного клапана зависит также появление при

работе насоса так называемого подвпрыскивания, снижающего экономичность дизеля. Подвпрыскивание вызывается колебаниями давления в нагнетательном топливопроводе после посадки иглы форсунки в седло корпуса распылителя, когда амплитуда волны давления достигает значения, достаточного для отрыва иглы форсунки от седла. Для устранения подвпрыскивания стремятся к сокращению объема надклапанной полости за счет установки в нагнетательный клапан специальных вытеснителей (см. рис. 88, б). При ходе плунжера вверх нагнетательный клапан 7 поднимается до упора 6 и топливо поступает к форсунке. При отсечке давление падает. Топливо из полости 5 начнет перетекать в полость 9. При перекрытии пояском 11 отверстия седла полости 5 и 9 остаются сообщенными через отверстие 10 до тех пор, пока клапан не сядет в седло. При этом создаются условия более равномерной подачи топлива в цилиндры и затухание волны давления топлива в топливопроводе, что способствует устранению причин подвпрыскивания топлива форсунками. Корпусные детали насосов и толкателей изготавливают, как правило, из чугуна, а гильзы, плунжеры, нагнетательные клапаны и их седла, ролики толкателей и шпонки толкателей — из высоколегированных сталей (ШХ-15, 12ХН2, 20ХГР и др.).

34. Топливные насосы и их привод

Дизель 10Д100. Насосы (рис. 89) расположены по обеим сторонам цилиндров (по десять в каждом ряду). Каждый насос верхней головкой вставлен в расточку корпуса 4 толкателя и притянут к нему болтами. Толкатели установлены в горизонтальных листах блока, образующих воздушный ресивер, поэтому места прохода толкателей должны быть хорошо уплотнены во избежание пропуска воздуха.

Корпус насоса 14 представляет собой фасонную отливку, в вертикальную расточку которой запрессована гильза 7 с плунжером 5. Положение гильзы, обеспечивающее совпадение от-

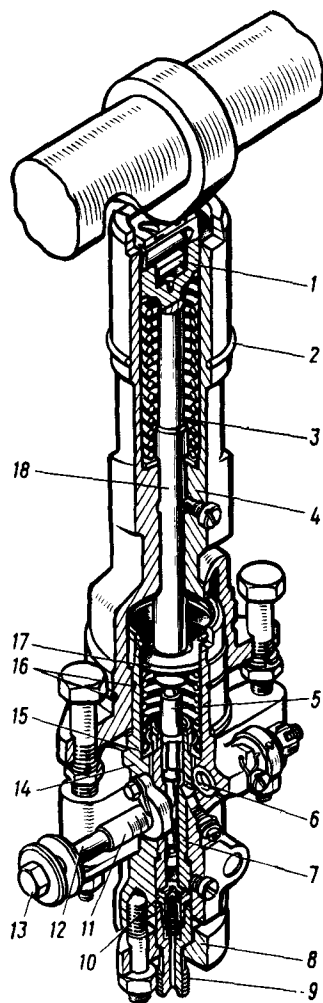


Рис. 89. Топливный насос с толкателем дизеля Д100:

- 1 — ролик толкателя; 2 — кольцо стопорное; 3 — пружина; 4 — корпус толкателя; 5 — плунжер; 6 — шестерня; 7 — гильза плунжера; 8 — фланец; 9 — нажимной штуцер; 10 — корпус нагнетательного клапана; 11 — рейка; 12 — поводковая втулка; 13 — болт регулировочный; 14 — корпус насоса; 15, 17 — тарелки пружины; 16 — уплотнительные кольца; 18 — шток толкателя

верстия в ней с отверстием в корпусе для подвода топлива из коллектора, зафиксировано штифтом. Гильза прижата к месту посадки корпусом 10 нагнетательного клапана, который в свою очередь прижат через медное кольцо и штуцер 9 фланцем 8, установленном на шпильках. Корпус нагнетательного клапана и сам клапан — это прецизионная пара, разъединять которую, так же как и пару плунжер-гильза, не рекомендуется.

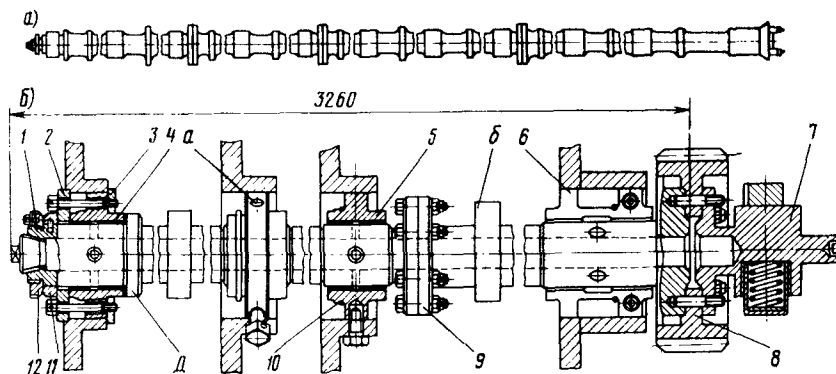


Рис. 90. Кулачковый вал топливных насосов дизеля 10Д100:

1 — вал, 2 — фланец упорный; 3 — кольцо нажимное; 4 — подшипник опорно-упорный; 5 — средний подшипник; 6 — подшипник первый; 7 — регулятор предельной частоты вращения; 8 — шестерня; 9 — фланец; 10 — кольцо пружинное; 11 — пята подшипника; 12 — гайка; а — смазочное отверстие; б — кулачок; Д — упорный бурт

Управление подачей топлива (количеством подачи) осуществляется с помощью зубчатой рейки 11, входящей в зацепление с шестерней 6 плунжера, связанной с ним шлицевым соединением. Свободное шлицевое соединение плунжера с шестерней не препятствует вертикальным перемещениям плунжера и зацеплению шестерни с рейкой. Рейка 11 представляет собой пустотелый цилиндр с нарезанными зубьями на наружной поверхности со стороны шестерни. На конце рейки имеются деления для регулировки. Внутри рейки вставлен регулировочный болт 13 с поводковой втулкой 12, которая поджата пружиной, находящейся внутри рейки. При регулировке с помощью гайки и болта устанавливается расстояние между головкой поводковой втулки и корпусом насоса. Пружина стремится вывести тяги управления на уменьшение подачи топлива. Это необходимо на случай заедания рейки. К топливному коллектору насос прикреплен двумя болтами через прокладку.

Для привода в действие толкателей топливных насосов в точно установленные моменты впрыскивания топлива в цилиндры в блоке дизеля 10Д100 с правой и левой стороны ниже верхнего коленчатого вала расположены кулачковые валы. Оба кулачковых вала установлены так, что кулачки через толкатели одновременно действуют на плунжеры топливных

насосов с левой и правой стороны, обеспечивая одновременные начало и конец подачи топлива в соответствующий цилиндр.

Каждый кулачковый вал (рис. 90) состоит из четырех частей, соединенных фланцами 9. Вал уложен на одиннадцать подшипниках, состоящих из двух половинок с баббитовой заливкой, стяннутых пружинными кольцами и вставленных во внутрь опор. От проворота подшипники удерживаются стопорными болтами, а относительно друг друга фиксируются штифтами на торцах вкладышей. Первый подшипник 6 шире и несколько отличается по форме от остальных. Последний подшипник 4 является опорно-упорным. Он представляет собой неразъемную втулку, залитую баббитом. Одним торцом подшипник 4 упирается в бурт кулачкового вала, другим — в бронзовый фланец 2. Фланец 2 и нажимное кольцо 3 стянуты болтами и удерживают втулку упорного подшипника. На конце вала закреплена разрезной гайкой и зафиксирована штифтом стальная пята 11, в которую упирается фланец 2. На переднем конце вала закреплена приводная шестерня 8, к торцу которой прикреплен регулятор 7 предельной частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Масло для подшипников кулачковых валов подается от верхнего масляного коллектора по трубкам к первому подшипнику кулачкового вала, а

из центрального канала по радиальным сверлениям — к остальным подшипникам. Масло в поддизельную раму сливается через зазоры в подшипниках.

Привод валов топливных насосов дизеля 10Д100 (рис. 91) осуществляется от верхнего коленчатого вала, ведущая шестерня 1 которого через две промежуточные шестерни 2, 9 связана с приводными шестернями 3, 7 на кулачковых валах. Промежуточные шестерни вращаются на шариковых подшипниках, установленных на цапфах кронштейнов 5. Шестерни 3, 7 соединены с фланцами кулачковых валов шпильками, проходящими через овальные отверстия в шестернях. Благодаря овальности отверстий можно производить регулировку положения кулачковых валов относительно верхнего коленчатого вала.

Топливные насосы дизелей 5Д49. Насосы устанавливаются в специальные расточки лотка дизеля и крепятся к нему четырьмя шпильками. Оси насосов находятся под углом $10^{\circ}30'$ к горизонтالي. Толкатели насосов одноименных цилиндров правого и левого рядов приводятся в действие одной и той же кулачковой шайбой распределительного вала.

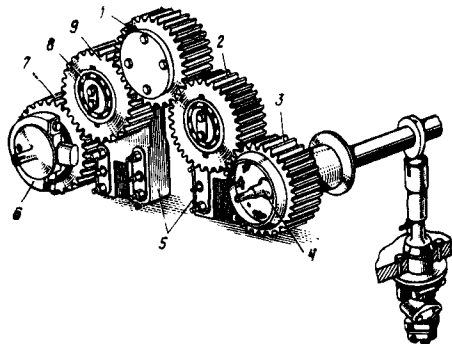


Рис. 91. Привод кулачковых валов дизеля 10Д100:

1 — ведущая шестерня верхнего коленчатого вала; 2, 9 — паразитные шестерни; 3, 7 — шестерни левого и правого кулачковых валов; 4 — фланец для привода тахометра; 5 — кронштейны; 6 — регулятор предельной частоты вращения; 8 — шарикоподшипник

Насос и толкатель объединены между собой (рис. 92). Положение гильзы зафиксировано стопорным винтом 15. В гильзе имеются два отверстия для подвода и отсечки топлива. Головка плунжера имеет две отсечные кромки — верхнюю и нижнюю. Спиральные отсечные кромки расположены таким образом, что при движении рейки в корпус насоса подача топлива уменьшается, а при выдвигании — увеличивается. На цилиндрической поверхности плунжера имеются две

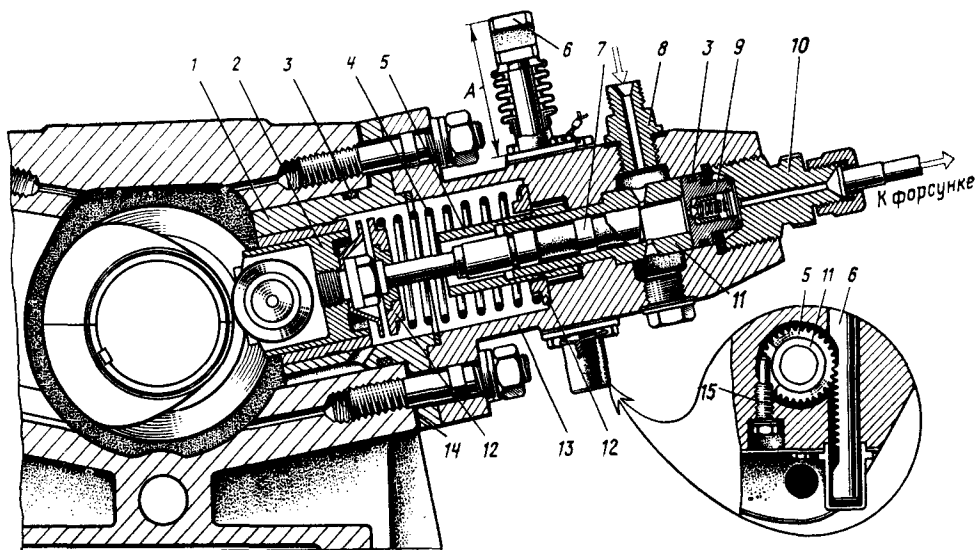


Рис. 92. Топливный насос дизеля 5Д49:

1 — направляющая втулка толкателя; 2 — толкатель; 3 — резиновые кольца; 4 — пружины; 5 — поворотная шестерня; 6 — рейка; 7 — плунжер; 8, 10 — штуцера; 9 — корпус нагнетательного клапана; 11 — гильза плунжера; 12 — тарелки плунжера; 13 — корпус насоса; 14 — регулировочные прокладки; 15 — регулировочный винт

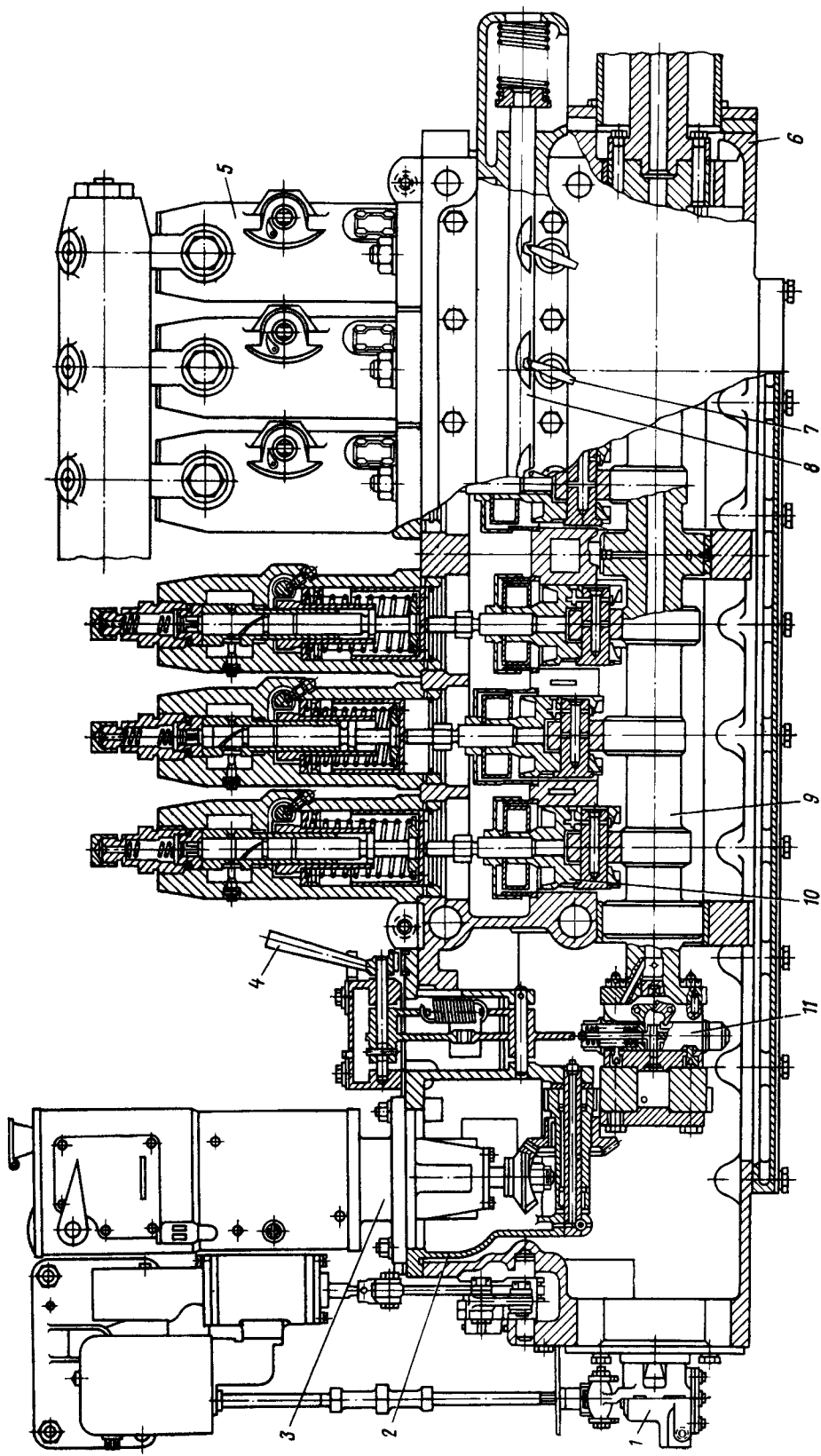


Рис. 93. Топливная аппаратура дизеля ПДМ:

- 1 — механизм электроинжекторный; 2 — корпус привода регулятора; 3 — регулятор частоты вращения и его привод; 4 — рукоятка экстренной остановки дизеля; 5 — корпус топливного насоса; 6 — картер топливного насоса; 7 — кнопка включения секции топливного насоса; 8 — тяга экстренного выключения топливного насоса; 9 — вал кулачковый; 10 — толкатели; 11 — регулятор предельной частоты вращения

кольцевые канавки. Широкая канавка при любом положении плунжера по высоте соединена через отверстие в гильзе с полностью всасывания насоса, что исключает протекание топлива по плунжеру в масляную систему.

На гильзе установлена шестерня 5, в пазы которой входит ведущий поводок плунжера. В зацеплении с шестерней находится рейка 6, посредством которой механизм управления топливными насосами поворачивает плунжер. Максимальный выход А рейки 6 ограничивается винтом, который препятствует повороту зубчатого венца и перемещению рейки насоса. Размер А устанавливают при проверке насоса на подачу на стенде изменением положения рейки с помощью прокладок.

Толкатель представляет собой корпус 2, в котором на оси установлен цементированный ролик. Сверху в корпус 2 ввернут упор для передачи усилия от толкателя к плунжеру. Движение толкателя направляется бронзовой втулкой, запрессованной в направляющую втулку 1. Втулка 1 прикреплена болтами к корпусу насоса и на внутренней поверхности имеет три фрезерованных продольных паза для слива из насоса масла и топлива, просочившихся по зазорам деталей толкателя у плунжерной пары. Угол опережения подачи топлива по цилиндрам регулируют прокладками 14. Необходимая толщина прокладок устанавливается на стенде завода-изготовителя. Ее значение выбивается на корпусе насоса. Привод толкателей топливных насосов осуществляется от общего распределительного вала.

Топливная аппаратура дизеля ПД1М. Аппаратура сосредоточена в блоке (рис. 93), расположенном с левой стороны дизеля. Основой блока служит картер 6 топливных насосов, в котором на трех опорных подшипниках вращается кулачковый вал 9, имеющий шесть термически обработанных кулачков, смещенных относительно друг друга на 60° (соответственно порядку работы цилиндров). К кулачковому валу присоединен его приводной вал, получающий вращение так же, как газораспределительный

вал, от коленчатого вала дизеля через систему из трех шестерен. В расточках картера над каждым кулачком перемещаются толкатели 10 с роликами, вращающимися на бронзовых осях. В корпусе толкателей запрессованы штоки, верхние концы которых подпирают хвостовики плунжеров топливных насосов. На выступах верхней части корпуса надеты внутренний и наружный стаканы, которые вместе с втулкой, входящей в кольцевой зазор между этими двумя стаканами, образуют лабиринт, предохраняющий нижнюю полость картера от просочившегося топлива.

Сверху над толкателями на корпусе картера установлены топливные насосы 5. В передней части блока размещены: регулятор 3 частоты вращения вала дизеля с его приводом 2 и электропневматическим механизмом 1; регулятор 11 предельной частоты вращения; рукоятка 4 экстренной остановки дизеля. Регулятор предельной частоты вращения размещен на валу топливных насосов и в случае превышения допустимой частоты вращения коленчатого вала дизеля отключает топливные насосы. Привод регулятора частоты вращения дизеля осуществляется от переднего конца кулачкового вала через цилиндрическую и коническую пары шестерен. На блоке сбоку по оси каждого топливного насоса имеются кнопки 7, предназначенные для отключения отдельных насосов. Топливо к насосам поступает из топливного коллектора.

35. Форсунки

Форсунки предназначены для впрыскивания топлива в цилиндры в мелкораспыленном виде с обеспечением равномерного его распыливания по всему объему камеры сгорания. На отечественных дизелях применяют форсунки закрытого типа, у которых полость заполнения топливом в период между впрыскиваниями отделена от камеры сгорания иглой. Принципиально форсунки всех дизелей устроены одинаково, а различаются главным образом конструкцией распылителя,

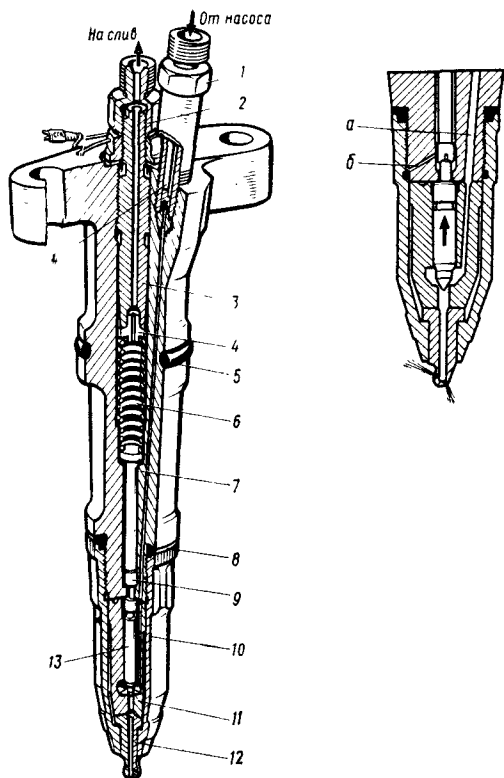


Рис. 94. Форсунка дизелей типа 5Д49:

1, 2 — штуцера; 3 — регулировочный штуцер; 4 — тарелка; 5, 8 — резиновые кольца; 6 — пружина; 7 — корпус; 9 — толкатель; 10 — кодлак; 11 — корпус иглы; 12 — распылитель; 13 — игла; 14 — щелевой фильтр; а, б — каналы

размерами проходных сечений в них, числом и размерами сопловых отверстий и габаритными размерами. В качестве примера разберем устройство и принцип действия форсунки дизелей типа 5Д49 (рис. 94). В стальном корпусе 7 форсунки размещены сопловой наконечник распылителя 12 с отверстиями малого диаметра, корпус 11 иглы (корпус распылителя) и игла 13. Игла и корпус представляют собой прецизионную пару, сопряжение которых по цилиндрической направляющей и конической запорной поверхностям выполнено с высокой степенью точности и шероховатости (не ниже 11—12-го класса). Угол конуса иглы 13 на 1—2° больше угла конуса корпуса, что обеспечивает небольшую ширину контактного пояса и хорошее уплотнение. Игла 13 прижата к посадочному гнезду пружины 6 через толкатель 9. За-

тяжка пружины осуществляется регулировочным винтом 5.

Затяжкой пружины устанавливается давление топлива, соответствующее моменту начала подъема иглы: $20,6 + 1,0$ МПа — для дизелей Д100, $32 + 0,5$ МПа — для 5Д49 и $27,5 + 0,5$ МПа — для ПД1М. Топливо подводится от топливного насоса к штуцеру корпуса форсунки и через него поступает к щелевому фильтру 14, представляющему собой стержень, на наружной поверхности которого профрезерованы канавки, поочередно не доходящие до одного из торцов (кольцевой проточки у фильтра форсунки дизеля Д100). Топливо из одной канавки в соседнюю может попасть только через зазор между стержнем фильтра и отверстием, в которое он установлен. Этот зазор для форсунок разных дизелей устанавливается от 0,02 до 0,1 мм. Пройдя фильтр, топливо по каналу а поступает в полость корпуса распылителя к игле. Начальное усилие подъема иглы пропорционально площади кольцевого пояса на игле. При отрыве иглы топливо действует уже на всю площадь иглы, и усилие на нее резко возрастает, приводя к стремительному подъему иглы. Поступив в канал соплового наконечника, топливо через его отверстия впрыскивается в цилиндр. После впрыскивания давление топлива резко падает и игла садится на седло под действием пружины. Максимальный подъем иглы ограничивается упором, обеспечивающим ход иглы 0,55—0,65 мм.

Топливо, просочившееся через зазоры деталей форсунки, отводится через штуцер 2 регулировочного винта. Детали форсунки уплотнены медными прокладками или резиновыми кольцами. Чтобы не допустить накопления топлива под давлением и прорыва резинового кольца 16, уплотнения деталей форсунки дизеля 5Д49 при возможных нарушениях плоскости стыковых соединений деталей, в нижней части корпуса выполнен наклонный канал, через который топливо отводится в систему слива.

Форсунки дизелей типа Д100 установлены перпендикулярно к оси

цилиндров с двух сторон посредством специальных адаптеров, обеспечивающих уплотнение от пропуска газа и течи воды. Форсунки дизелей 5Д49 устанавливают в специальные расточки крышек цилиндров под углом 30° к оси цилиндра, что позволяет расположить внешнюю часть форсунки вне закрытия крышек цилиндров и снимать форсунки, не разбирая крышек.

Уплотнение форсунки в крышке обеспечивается конусным соединением в нижней части и резиновым уплотнительным кольцом 5 в верхней части. Форсунки дизеля ПД1М устанавливают в центральные гнезда крышек цилиндров, в которые предварительно запрессованы стальные втулки. Внизу форсунки уплотнены во втулках медными кольцами.

Глава XII АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И НАГРУЗКИ ДИЗЕЛЯ. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

36. Основы работы и устройства регуляторов

Тепловозные дизели работают при постоянной частоте вращения коленчатого вала, задаваемой машинистом с помощью контроллера в соответствии с потребностями в мощности. Таким образом, определенной позиции контроллера соответствует определенная мощность, развиваемая двигателем за счет сгорания определенного количества топлива. Вращающий момент на коленчатом валу, создаваемый силами газов, при постоянной частоте вращения должен уравниваться моментом сопротивления вращению, складывающимся из эффективного (тягового) момента на валу генератора, момента механических сопротивлений в дизеле (в подшипниках, в поступательных парах трения) и момента от вспомогательных нагрузок (привод вентиляторов, компрессора, вспомогательных электрических машин, насосов и других агрегатов). В этом случае при изменении приложенного к валу внешнего момента равновесие нарушается. При уменьшении внешнего момента избыток вращающего момента, создаваемый дизелем, который получает от топливного насоса за каждый рабочий цикл прежнее количество топлива, приводит к повышению частоты вращения коленчатого вала. При увеличении внешнего момента ди-

зель вынужден, наоборот, снижать частоту вращения вала.

Для того чтобы можно было обеспечить устойчивую работу дизеля, т. е. поддерживать постоянство частоты вращения его коленчатого вала, нужно добиваться либо неизменности внешнего вращающего момента на определенной позиции контроллера, либо устанавливать подачу топлива в цилиндры дизеля в полном соответствии с изменяющимся внешним моментом.

Неизменности внешнего вращающего момента на валу дизеля достичь трудно, поэтому для поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала на тепловозах применяют регулирование подачи топлива в цилиндры дизеля. Это и осуществляет регулятор дизеля, воздействуя на топливный насос. Если регулятор выполняет функцию поддержания частоты вращения вала дизеля постоянной только путем регулирования момента газовых сил за счет цикловой подачи топлива, его называют просто *регулятором частоты вращения*. Такой регулятор позволяет восстановить заданную частоту вращения в короткий промежуток времени. Если регулятор выполняет функцию поддержания частоты вращения вала дизеля постоянной не только за счет регулирования момента газовых сил, но и за счет регулирования внешнего момента на валу генератора, то его называют *объединенным регулятором частоты вра-*

щения и нагрузки дизеля. Объединенный регулятор, воздействуя на рейки топливных насосов, и индуктивный датчик, включенный в цепь управления возбуждением генератора, обеспечивает возможность использования полной мощности дизеля при различных условиях движения тепловоза, а также при включении и выключении его вспомогательных агрегатов.

Объединенный регулятор состоит из собственно регулятора частоты вращения, регулятора мощности и электрогидравлической системы управления частотой вращения. Регуляторы частоты вращения устанавливаются на дизелях 2Д100, Д50, ПД1М, объединенные регуляторы частоты вращения коленчатого вала и нагрузки дизеля применены на дизелях 10Д100, 14Д40, 11Д45, 5Д49. По принципу действия, конструкции регулятор частоты вращения, представляющий часть объединенного регулятора, практически не отличается от регуляторов частоты вращения дизелей 2Д100 и ПД1М.

Чтобы понять взаимодействие элементов регулятора и процессы, происходящие при регулировании, рассмотрим структурные схемы обоих типов регуляторов (рис. 95). Основным элементом регулятора (рис. 95, а) является измеритель частоты вращения 3 или чувствительный элемент, реагирующий на изменение угловой скорости вращения коленчатого вала $\Delta\omega$. К

измерителю машинистом с помощью контроллера подается сигнал настройки H . В случае если сигнал угловой скорости ω соответствует сигналу настройки H , сигнал регулирования Δz измеритель частоты не вырабатывает. При изменении внешней нагрузки частота вращения коленчатого вала дизеля изменится и не будет соответствовать заданной настройке. Измеритель частоты зафиксирует это несоответствие и выдаст сигнал регулирования Δz . Этот сигнал должен поступать на регулирующий орган-рейку топливного насоса для изменения цикловой подачи топлива в цилиндр. Если сигнал Δz непосредственно передается регулируемому органу топливного насоса, такой регулятор называют *регулятором прямого действия*. У мощных дизелей регулятор соединен с рейками топливных насосов передачей из системы рычагов и тяг и для приведения их в действие требуется значительное усилие. Поэтому сигнал регулирования Δz у регуляторов тепловозных дизелей сначала усиливается серводвигателем 4 до Δy , а затем передается на регулирующий орган насоса 2. Регуляторы с серводвигателями называют *регуляторами непрямого действия с обратной связью*. Обратная связь 5 предназначена для корректировки входного сигнала Δz в серводвигатель в зависимости от выходного Δy . Применение обратной связи обес-

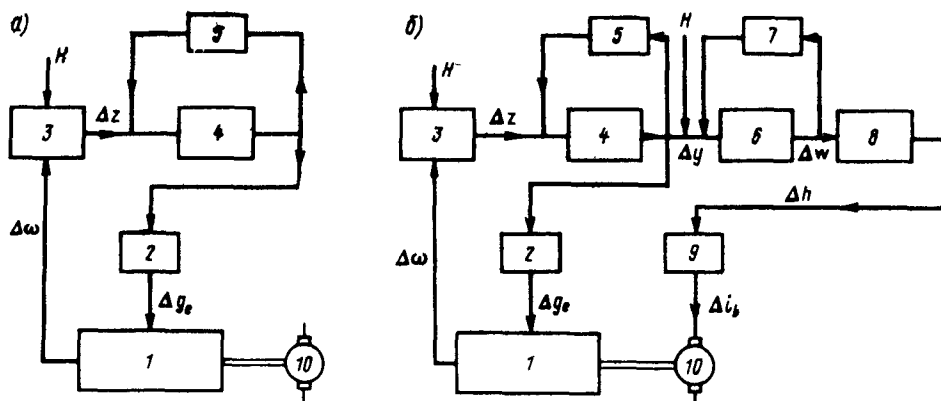


Рис. 95. Структурные схемы регуляторов частоты вращения (а), частоты вращения и мощности (б):

1 — дизель; 2 — топливный насос; 3 — измеритель частоты вращения; 4, 6, 8 — серводвигатели; 5, 7 — обратные связи; 9 — индуктивный датчик; 10 — генератор

печивает устойчивость процессу регулирования и устраняет автоколебания. По сигналу Δy цикловая подача топлива изменяется на Δg_e так, чтобы частота вращения вала дизеля 1 соответствовала заданной настройке H измерителя частоты вращения 3.

В объединенном регуляторе (рис. 95, б) имеются все основные элементы регулятора частоты вращения и добавлен регулятор мощности с золотником нагрузки 6, обратной связью 7 и серводвигателем нагрузки 8. К золотнику нагрузки 6 поступают два сигнала, один из которых пропорционален сигналу настройки H измерителя частоты вращения, а другой пропорционален сигналу Δy , вырабатываемому серводвигателем для регулирования подачи топлива. На входе в золотник нагрузки оба сигнала суммируются с противоположными знаками. В зависимости от знака и суммы золотник нагрузки вырабатывает сигнал $\Delta \omega$, который усиливается серводвигателем до Δh и передает его индуктивному датчику 9. Датчик изменяет возбуждение тягового генератора 10 на Δi_b и изменяет мощность генератора.

Регулятор частоты вращения дизеля ПД1М. Регулятор дизеля ПД1М установлен на картере топливных насосов. Все элементы регулятора размещены в трех чугунных корпусах: верхнем, среднем, нижнем, соединенных между собой фланцами. К среднему корпусу сбоку прикреплен серводвигатель, к которому в свою очередь присоединен корпус золотника автоматического выключения дизеля. Над золотником расположены электромагнит с толкателем, закрытые кожухом.

В нижней части корпуса (рис. 96), вставленного в картер топливных насосов, размещен привод регулятора. В средней части корпуса смонтирована золотниковая часть регулятора, состоящая из чугунной буксы 16, траверсы 9 с рычагами и грузами 15, золотника 27 и плунжера 17. Внизу корпуса смонтированы шестерни масляного насоса 23 регулятора. Букса с траверсой, рычагами и грузами, а также масляный насос приводятся во вращение конической шестерней 24, вал которой

соединен с приводным валиком буксы упругой шлицевой муфтой.

В верхней части корпуса расположена всережимная пружина 13 с зубчатым механизмом (зубчатая втулка 11 и зубчатый сектор 12 с приводным валиком). Приводной валик, связанный жестко с зубчатым сектором, на одном конце на шлицах имеет рычаг, соединенный через систему II тяг и рычагов с электропневматическим механизмом IV регулятора, а на другом — указатель затяжки всережимной пружины.

В корпусе 4 серводвигателя, разделенном перегородкой, помещены два поршня 2, 3, связанные одним штоком 1 и нагруженные сверху пружиной 5. Верхний поршень 3 силовой, а нижний 2 компенсирующий. Серводвигатель позволяет создать необходимое усилие для перемещения реек топливных насосов, с которыми он связан штоком через систему тяг и рычагов. При подъеме силового поршня вверх подача увеличивается, при опускании под действием пружины — уменьшается. Рассмотрим принципиальное устройство и взаимодействие частей регулятора частоты вращения при различных режимах работы.

При установившемся режиме усилие всережимной пружины 13 уравнивается центробежной силой грузов 15, которые занимают вертикальное положение. Золотник 27 удерживается компенсирующей пружиной 15 в среднем положении, при котором плунжер 17 своим нижним диском перекрывает окна в золотнике 27, соединенные каналом 7 с камерой под поршнем 3 серводвигателя. При этом масло, подаваемое шестеренным насосом (шестерни 23), по боковому каналу 19 поступает в аккумулятор 20 над поршнями аккумулятора масла, не может попасть в серводвигатель, так как канал 7 закрыт. Под давлением масла поршни аккумулятора опускаются, сжимая пружины, и масло по каналу 21 сливается в масляную ванну.

Силовой поршень 3 и компенсирующий 2 неподвижны. Объясняется это тем, что давление пружины 5 над

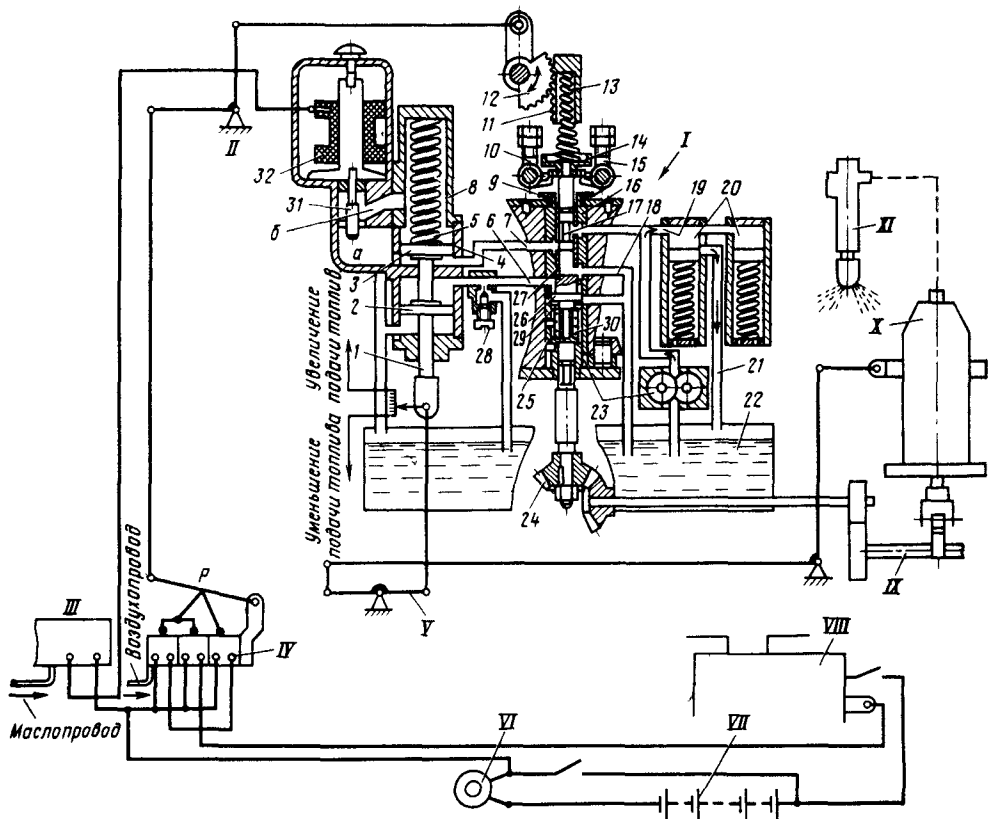


Рис. 96. Схема устройства всережимного регулятора частоты вращения и дистанционного управления дизелем ПДИМ:

1 — шток серводвигателя; 2 — компенсационный поршень; 3 — силовой поршень; 4 — корпус серводвигателя; 5 — пружина; 6, 7, 18, 19, 21 — каналы; 8 — колпак пружины; 9 — фланец траверсы; 10 — шарикоподшипник; 11 — зубчатая втулка; 12 — зубчатый сектор; 13 — всережимная пружина; 14 — тарелка пружины; 15 — грузы; 16 — бусса; 17 — плунжер; 20 — аккумулятор; 22 — масляная ванна; 23 — шестеренный насос; 24 — коническая шестерня; 25 — компенсирующая пружина; 26 — поршень золотника; 27, 31 — золотники; 28 — игольчатый клапан; 29, 30 — верхняя и нижняя тарелка компенсирующей пружины; 32 — электромагнитные катушки; а, б — каналы; I — узел регулирования частоты вращения; II — рычажный привод к зубчатому сектору регулятора; III — реле давления масла; IV — электропневматические клапаны; V — рычажный привод к рейке топливного насоса; VI — подкачивающий насос; VII — аккумуляторная батарея; VIII — контроллер; IX — привод от коленчатого вала; X — топливный насос; XI — форсунка

силовым поршнем уравнивается давлением масла под поршнем, которое не имеет выхода, так как канал 7 закрыт. Обычно в таком положении регуляторы находятся непродолжительное время. При изменении нагрузки на дизель равновесие нарушается.

При уменьшении нагрузки на дизель в первый момент топливные насосы X продолжают подавать в цилиндры дизеля прежнее количество топлива в соответствии с ранее установленной нагрузкой, т. е. больше, чем при данной нагрузке требуется. Уменьшение нагрузки при неизменной

подаче топлива приводит к увеличению частоты вращения коленчатого вала, а следовательно, к увеличению частоты вращения грузов 15.

Под действием центробежных сил грузы 15 начнут расходиться и поднимать плунжер 17, диск которого будет открывать окна в канал 7. Масло из под силового поршня 3 по каналу 7, окнам в золотнике и каналу 18 будет сливаться в ванну 22. Под действием усилия пружины 5 поршень 3 начнет опускаться вниз и через рычажную систему V действовать на рейки топливных насосов в сторону уменьшения подачи топлива. В связи с этим часто-

та вращения коленчатого вала будет уменьшаться.

При опускании силового поршня 3 будет опускаться и компенсирующий поршень 2. Образовавшееся над поршнем 2 пространство не может быть сразу заполнено маслом через дроссельное отверстие регулировочной иглы 28, поэтому образовавшийся перепад давлений на поршни вызовет поступление масла по каналу 6 из полости над поршнем 26 в полость над поршнем 2. Это позволит поршню 26 с золотником 27 медленно подниматься вверх, сжимая компенсирующую пружину 30. По мере сжатия пружины 30 ход поршня 26 вверх будет замедляться, и через какой-то промежуток времени движение его начнет отставать от движения компенсирующего поршня 2. Золотник 17 поднимется, и плунжер своим диском начнет постепенно перекрывать окна в золотнике, что уменьшит утечку масла из-под силового поршня 3. При этом частота вращения коленчатого вала, достигнув максимума для данной регулировки, начнет уменьшаться, а грузы соответственно сходятся.

После того как окна золотника будут полностью закрыты, движение поршня 3 в сторону уменьшения подачи топлива прекратится. Однако при этом частота вращения коленчатого вала дизеля еще не будет соответствовать установленной, она будет немного меньше, а следовательно, грузы будут продолжать сходитьсь, постепенно возвращая плунжер в начальное положение (вниз). Одновременно с плунжером возвращается в исходное положение и золотник, который передвигается компенсирующей пружиной 30. Перемещение пружины вызывается уменьшением разрежения в полости над поршнем золотника вследствие заполнения ее маслом, перетекающим через компенсирующий игльчатый клапан 28 из масляной ванны. Плунжер и золотник движутся к исходному положению вниз вместе. Таким образом обеспечивается уменьшение подачи топлива, частота вращения восстанавливается до первоначально заданной.

При увеличении нагрузки на дизель в первый момент топливные насосы продолжают подавать в цилиндры дизеля количество топлива, соответствующее ранее установленной нагрузке, т. е. меньше, чем требуется. Это приведет к уменьшению частоты вращения коленчатого вала дизеля, а следовательно, и к уменьшению частоты вращения грузов 15, грузы начнут сходитьсь к центру, спуская плунжер 17 вниз, диск плунжера верхней кромкой будет открывать окна в канал 7 и масло из канала 19 через окно золотника и канал 7 начнет поступать в полость под силовым поршнем 3. Под давлением поступающего масла поршень 3 начнет подниматься вверх, сжимая пружину 5. При этом подача топлива в цилиндры увеличится, уменьшение частоты вращения коленчатого вала прекратится. Одновременно с поршнем 3 вверх будет подниматься и поршень 2. Над ним, а также в канале 6 и над поршнем золотника создается давление масла, заставляющее золотник двигаться вниз и сжимать при этом компенсирующую пружину 30. Движение золотника вниз прекратится лишь после перекрытия отверстия в канал 7 нижним пояском плунжера. Перекрытие отверстия в золотнике закроет доступ масла под силовой поршень, вследствие чего прекратится движение штока серводвигателя в направлении увеличения подачи топлива. Во время восстановления частоты вращения грузы расходятся, постепенно возвращая плунжер в начальное положение (вверх). Одновременно с плунжером возвращается в начальное положение (определенное натяжкой всережимной пружины) и золотник, передвигаемый компенсирующей пружиной. Перемещение золотника пружиной вызывается уменьшением давления в полости над поршнем золотника вследствие вытекания из нее масла через компенсирующий игльчатый клапан 28 в масляную ванну. Таким образом, обеспечивается увеличение подачи топлива в цилиндры пропорционально увеличению нагрузки, а также восстановление частоты вращения коленчатого вала до пер-

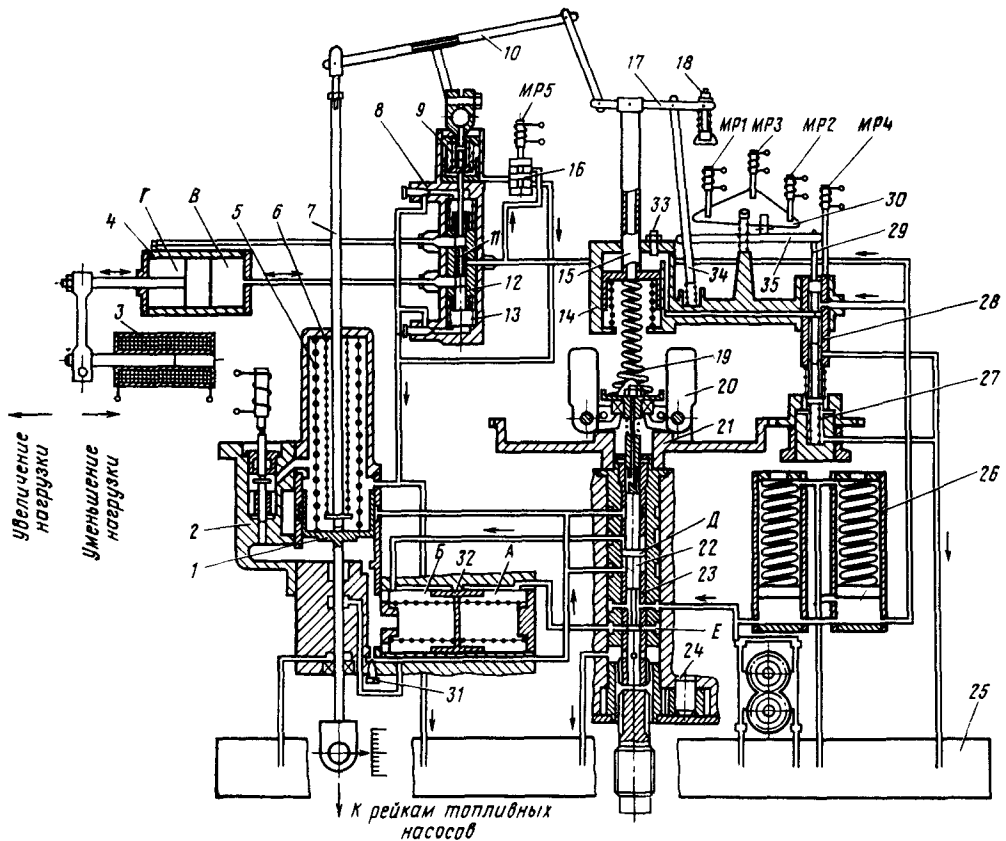


Рис. 97. Принципиальная схема объединенного регулятора частоты вращения и мощности дизеля 10Д100:

1 — поршень силового серводвигателя; 2 — корпус стоп-устройства; 3 — индуктивный датчик; 4 — серводвигатель регулятора мощности; 5, 13, 27 — пружины; 6 — серводвигатель регулятора; 7 — верхний шток; 8 — иглы регулятора нагрузки; 9 — выключающее устройство; 10 — коромысло; 11, 16, 22, 29 — золотники; 12, 23 — золотниковые втулки; 14 — серводвигатель управления; 15 — поршень серводвигателя управления; 17, 35 — рычаги; 18 — гайки; 19 — пружина измерителя; 20 — грузы; 21 — шестерня; 24 — масляный насос; 25 — масляная ванна; 26 — аккумуляторы масла; 28 — золотниковая втулка; 30 — треугольная пластина; 31 — иглы изодрома; 32 — поршень буфера; 33 — упор минимальной частоты вращения; 34 — тяга

воначально заданного числового значения.

Задание новой частоты вращения коленчатого вала контроллером машиниста обеспечивается уменьшением или увеличением затяжки всережимной пружины. Частота вращения вала дизеля увеличивается при усилении затяжки. Изменением затяжки нарушается равновесие между усилием всережимной пружины и силой инерции вращающихся грузов и одновременно задается новое исходное положение плунжеру. При этом повторяются все процессы, которые происходят при увеличении или уменьшении нагрузки на дизель.

Работа регулятора частоты вращения возможна только при включенной катушке блокировочного магнита 32, в этом случае его магнитный сердечник через толкатель смещает вниз золотник 31, запирающий выход масла из-под силового поршня 3, обеспечивая тем самым рабочее положение регулятору. При обесточивании катушки блокировочного магнита его сердечник поднимается вверх, золотник под давлением масла будет поднят, масло из-под силового поршня перетечет в полость над ним, а шток серводвигателя под действием пружины передвинется в крайнее нижнее

положение, выключив подачу топлива в цилиндры дизеля.

Регулятор частоты вращения коленчатого вала и нагрузки дизеля (объединенный регулятор). Объединенный регулятор дизеля 10Д100 — всережимный, изодромный центробежного типа с гидравлическим усилителем (серводвигателем), с собственной масляной системой, с электрогидравлической системой управления частотой вращения, с устройством для автоматического регулирования мощности дизель-генератора и со стоп-устройством по импульсу от системы защиты дизеля. Регулятор (рис. 97) состоит из измерителя частоты вращения, серводвигателя усилителя сигнала частоты вращения коленчатого вала, обратной связи регулятора частоты вращения, серводвигателя нагрузки, обратной связи регулятора нагрузки и индуктивного датчика.

Измеритель частоты вращения для получения сигнала регулирования использует центробежную силу инерции груза, вращающегося вокруг оси. В связи с этим регулятор частоты вращения называют центробежным. Центробежный измеритель частоты вращения вместе с золотниковой частью вращается в центральном отверстии корпуса регулятора. Золотниковая часть представляет собой буксу с размещенным внутри золотником 22. Букса по всей длине имеет ряд проточек с отверстиями в них для сообщения каналов корпуса регулятора с полостями золотника. В нижнюю часть буксы запрессована золотниковая втулка, связанная внутренними шлицами с приводным валом регулятора. На наружных шлицах втулки посажена ведущая шестерня масляного насоса 24.

На верхнюю часть буксы напрессована шестерня 21, которая несет на себе два груза 20. Грузы выполнены в виде угловых рычагов, качающихся на игольчатых подшипниках своих осей. Концы рычагов через тарелки и шариковый подшипник упираются в пружину 19 измерителя. Верхний конец пружины упирается в поршень 15 серводвигателя управления. Верхняя часть золотника 22 гайкой соединена с опорной тарелкой пружины 19.

Серводвигатель управления 14 принимает сигнал настройки, подаваемый машинистом, и осуществляет затяжку пружины 19. Число возможных настроек (затяжек) пружины равно числу позиций контроллера, что охватывает все режимы работы дизеля. Поэтому пружину 19 называют всережимной.

Затяжку пружины увеличивают при необходимости задания большей частоты вращения вала дизеля. При заданной настройке и установившейся частоте вращения груза 20 занимают такое положение, при котором их центробежные силы уравниваются усилием затяжки всережимной пружины. Как только произойдет изменение настройки (затяжки) пружины или изменение частоты вращения вала, то равновесие грузов нарушится и они начнут сходить или расходиться, заставляя перемещаться золотник 22 вниз или вверх. В результате этого золотник 22, который управляет движением поршня серводвигателя 6, подает сигнал регулирования на усиление

Серводвигатель 6 крепится шпильками к боковой площадке корпуса регулятора. Он состоит из корпуса 6, силового поршня 1 и пружины 5. Шток поршня одним концом соединен через систему тяг и рычагов с рейками топливных насосов, второй — посредством коромысла 10 и рычага 17 связан с поршнем 15 серводвигателя управления. Движение поршня 1 вверх (на увеличение подачи топлива) совершается под действием давления масла, поступающего из аккумуляторов 26 через золотник 22. Поршень вниз (на уменьшение подачи топлива) двигается под действием пружины 5. Усилие на шток, обеспечиваемое серводвигателем, оказывается достаточным для перемещения реек топливных насосов.

Изодромная обратная силовая связь позволяет своевременно ограничить движение поршня серводвигателя. Процесс регулирования изменившегося режима работы дизеля завершится тогда, когда поршень серводвигателя займет определенное положение и установит рейки топливного насоса на подачу, соответствующую

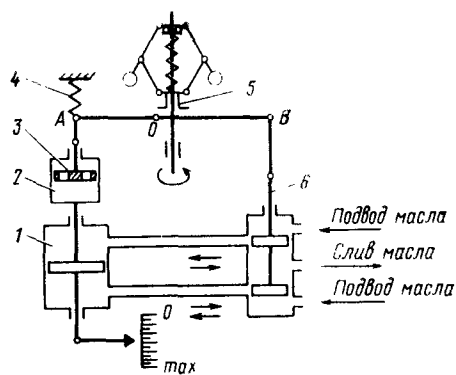


Рис. 98. Схема регулятора с гибкой обратной связью.

1 — серводвигатель; 2 — цилиндр; 3 — поршень.
4 — пружина-компенсатор; 5 — муфта регулятора;
6 — золотник

щую данному режиму, а золотник 22 перекроет доступ масла к поршню 1. Вследствие того, что частота вращения коленчатого вала дизеля не может измениться так быстро, как регулятор изменяет подачу топлива, необходимо несколько раньше ограничить перемещение поршня и тем самым избежать излишней или недостаточной подачи топлива в цилиндры дизеля. Это ограничение движения поршня в соответствии с изменением нагрузки осуществляется изодромной обратной связью. К изодромной обратной связи относится поршень 32 с пружинами, игла изодрома 31 и компенсационный пояс Д золотника 22.

Поясним принцип обратной связи с помощью упрощенной схемы центрального регулятора (рис. 98). Муфта 5 измерителя частоты вращения регулятора связана с золотником 6 двуплечим рычагом АВ. Золотник, находясь в среднем положении, своими кольцевыми поясками перекрывает доступ масла к поршню серводвигателя 1. Верхний конец штока поршня серводвигателя посредством цилиндрика 2 с поршеньком 3 соединены со вторым концом А двуплечего рычага. Поршеньек 3 имеет калиброванные отверстия. По направлению действия штока 3 к концу рычага прикреплена пружина, играющая роль компенсатора.

При перемещении муфты 5 измерителя частоты вращения, например, вверх она потянет за собой двуплечий

рычаг АВ. Так как поршень серводвигателя имеет сравнительно большее сопротивление, чем золотник, то в начальный момент точка А рычага остается неподвижной, а золотник переместится вверх и откроет доступ масла из аккумулятора в полость серводвигателя под поршень. Поршень, поднимаясь вверх, передает движение концу рычага А через цилиндр 2 и поршеньек 3. Цилиндр, заполненный маслом, дросселирует его своим поршеньком достаточно медленно и поэтому рычаг АВ, поворачиваясь вокруг точки О, возвращает золотник в первоначальное положение, прекращая доступ масла в цилиндр серводвигателя.

Движение поршня прекратится как раз в тот момент, когда насосы увеличат подачу топлива до количества, соответствующего увеличению нагрузки. Таким образом, соединение левого конца рычага АОВ с поршнем серводвигателя позволяет возвращать золотник в среднее положение, не дожидаясь, когда сделает это измеритель частоты вращения. Если бы конец штока силового поршня был непосредственно соединен с концом А рычага, такая связь называлась бы жесткой обратной связью. Обратной она называется потому, что силовой поршень с помощью рычага АОВ передает обратное воздействие на золотник. В рассмотренном случае шток силового поршня соединен с рычагом АОВ не жестко, а через систему цилиндр—поршень с дросселированием масла через отверстия в поршне. Поэтому такую связь называют гибкой. Гибкость или упругость связи достигается тем, что незадолго до того момента, как золотник посредством рычага АОВ возвратится в среднее положение, масло в цилиндр 2 под влиянием пружины-компенсатора, действующей на поршеньек, дросселируется через отверстия в другую полость, давая возможность поршеньку перемещаться вниз. При этом рычаг АОВ, поворачиваясь вокруг точки В, переместит муфту измерителя частоты вращения в свое первоначальное положение, что в свою очередь установит

грузы регулятора также в первоначальное положение, при котором наступит равновесие в тот момент, когда частота вращения вала станет прежней. Таким образом при наличии упругой связи удастся сохранить постоянную частоту вращения вала дизеля при разных нагрузках. Устройство (цилиндр с поршнем и компенсирующей пружиной), превращающее жесткую связь в гибкую, обычно называют изодромом¹.

В рассматриваемой конструкции регулятора (см. рис. 97) ограничение движения поршня серводвигателя в соответствии с изменением нагрузки осуществляется путем воздействия на поясok *Д* золотника *22*. Происходит это следующим образом. При перемещении золотника вниз (это произойдет при увеличении нагрузки на дизель, вследствие чего частота вращения его вала уменьшается, грузы под действием всережимной пружины *19* сойдутся к оси вращения, давая золотнику возможность переместиться вниз) открывается доступ масла из аккумулятора *26* в полость *А*, находящуюся справа от поршня *32* буфера. До этого правая *А* и левая *Б* полости буферного цилиндра были заполнены маслом и давление слева и справа на поршень *32* было одинаковым. Поршень буфера, зажатый между двумя пружинами, находился в среднем положении. При поступлении масла в полость *А* поршень *32* под действием избыточного давления перемещается влево, сжимая одну и разжимая другую пружины. Перемещаясь, поршень *32* вытесняет часть масла под поршень *1* серводвигателя, перемещающая его вверх и увеличивая подачу топлива в цилиндры дизеля. Созданный перепад давлений масла на поршень *32* слева и справа передается в полости над пояском *Д* и под ним. Так как в полости *А* буфера давление больше, чем в полости *Б*, то давление масла на поясok *Д* снизу соответственно будет больше, чем сверху. Давление снизу будет возрастать до тех пор, пока

оно в добавление к подъемной силе расходящихся грузов (подача топлива увеличилась, частота вращения вала стала возрастать) не преодолеет усилие пружины *19* измерителя и не поднимет золотник *22* до перекрытия регулирующего окна в золотниковой втулке. Как только регулирующее окно закроется, поршень *1* серводвигателя остановится в положении увеличенной подачи топлива, необходимой для работы дизеля при повышенной нагрузке.

Таким образом, если проводить аналогию действия обратной связи в рассматриваемой конструкции регулятора (см. рис. 97) и регуляторе, представленном на рис. 98, можно заметить, что роль рычага *АОВ*, связывающего шток поршня серводвигателя *1* с золотником *6* играет гидравлическая связь полостей *А* и *Б* с полостями над и под пояском *Д* (см. рис. 97).

Продолжая описание работы регулятора частоты вращения, отметим, что после того, как поршень *1* серводвигателя остановится в положении увеличенной подачи топлива, поршень буфера *32* возвращается в среднее положение под действием своих пружин, так как давление масла в полостях *А* и *Б* выравнивается дросселирующей иглой *31*. В данном случае игла *31* вместе с пружинами и поршнем *32* играет роль гибкой связи (изодрома).

При уменьшении нагрузки на дизель частота вращения его коленчатого вала увеличивается и грузы *20* измерителя расходятся, поднимая золотник *22* вверх. Золотник при этом своим пояском *Е* открывает регулирующее окно, соединяющее полость *А* буфера со сливом. По мере снижения давления в полости *А* поршень *32* перемещается вправо, а силовой поршень *1* перемещается под действием пружины *5* вниз, уменьшая подачу топлива в цилиндры дизеля. Между тем перепад давлений масла между полостями *А* и *Б* вызовет соответствующий перепад давлений в полостях над пояском *Д* и под ним. Более высокое давление масла на поясok *Д* сверху вызовет перемещение золотника вниз в тот момент, когда суммар-

¹ Слово «изодром» происходит от сочетания двух греческих слов: *isos* — равный и *dromos* — скорость (бер).

ное усилие от избыточного давления на поясok и от всережимной пружины превысит силу инерции расходящихся грузов. Как только золотник перекроет регулировочное окно, слив масла из полости *A* прекратится и силовой поршень *1* остановится в положении, соответствующем уменьшенной подаче топлива, необходимой для работы дизеля при уменьшенной нагрузке.

Поршень буфера *32* перемещается в среднее положение после выравнивания давлений в полостях *A* и *B* через иглу *31*. При больших изменениях нагрузки дизеля поршень буфера перемещается в крайнее положение, при этом полости *A* и *B*, кроме иглы *31*, сообщаются между собой непосредственно, что улучшает переходные процессы.

Регулятор мощности (нагрузки) дизеля состоит из золотникового устройства (измерительного органа), обратной связи и серводвигателя с индуктивным датчиком. Узлы регулирования нагрузки расположены в верхнем корпусе. Сбоку к корпусу прикреплен серводвигатель *4* с индуктивным датчиком *3*. В отверстии верхнего корпуса со стороны серводвигателя *4* размещено золотниковое устройство регулятора нагрузки, состоящее из золотника *11*, золотниковой втулки *12*, фиксируемой пружинами *13* в среднем положении. Верхняя и нижняя полости золотникового устройства соедине-

ны каналами с масляной ванной регулятора (аккумулятором). Золотниково-е устройство управляет подачей масла в серводвигатель нагрузки. В приливы корпуса ввернуты две иглы *8*, уплотненные в корпусе резиновыми кольцами. Иглами регулируется скорость перемещения поршня серводвигателя нагрузки на увеличение и уменьшение возбуждения генератора.

Серводвигатель нагрузки *4* имеет корпус, внутри которого перемещается поршень со штоком, уплотненным сальником в крышке корпуса. На конце штока поршня есть поводок, в котором закреплен якорь индуктивного датчика, установленного на корпусе серводвигателя.

В верхнем корпусе находится также отключающее устройство для установки индуктивного датчика в положение минимального возбуждения генератора при боксовании тепловоза, а также при трогании с места. Оно состоит из электромагнита *MP5*, управляющего золотником *16*, поршня, размещенного в корпусе *9*, выключающего устройства и пружин. Поршень имеет некоторую свободу перемещения по золотнику *11*.

На хвостовике золотника *11* закреплена тарелка, на которую опираются пружины, удерживаемые в корпусе *9* упорным кольцом. На конце хвостовика золотника накинута опора эксцентрика, с помощью которого регулируется положение золотника по высоте. Через эксцентрик золотник *11* подсоединен к рычажной системе регулятора. Точка подвески золотника к рычажной системе может изменяться с помощью регулировочного винта.

При включении электромагнита золотник *16* перемещается вниз, открывая доступ масла из аккумуляторов под поршень золотника *11*. Поршень, перемещаясь вверх, упирается в тарелку на золотнике и передвигает его вверх, сжимая пружину. Тем самым якорь индуктивного датчика устанавливается в положение минимального возбуждения (якорь вдвинут в катушку).

Поясним взаимодействие узлов регулятора мощности при различных

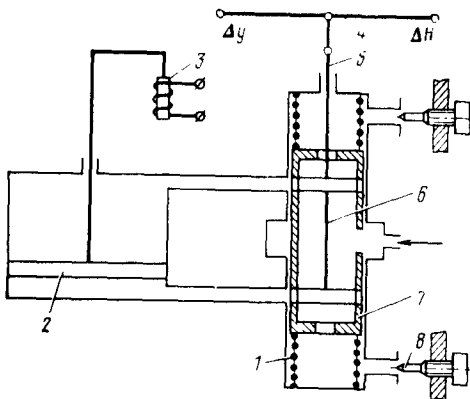


Рис. 99. Схема регулятора мощности:

1 — пружина; 2 — силовой поршень; 3 — индуктивный датчик; 4 — коромысло; 5 — тяга; 6 — золотник; 7 — втулка золотника; 8 — дроссельная игла

режимах работы дизеля, воспользовавшись схемой (рис. 99). Чтобы не отрываться от рассматриваемой принципиальной схемы регулятора (см. рис. 97), будем при указании позиций элементов на схеме рис. 98 приводить в скобках соответствующие обозначения элементов на принципиальной схеме (см. рис. 97). В соответствии со схемой, приведенной на рис. 99, золотник 6 (II) имеет два диска, которые управляют перекрытием крайних окон во втулке 7 (12). Окна втулки сообщаются каналами с полостями цилиндра серводвигателя нагрузки по обеим сторонам силового поршня 2 (4, полости Г и В). К среднему окну во втулке 7 (12) и в полость между дисками золотника 6 (II) масло поступает от шестеренного насоса регулятора. Концевые полости корпуса золотникового устройства сообщаются с масляной ванной регулятора через дроссельные иглы 8 (8), которые вместе с пружинами 1 (13) выполняют роль обратной связи. Шток золотника соединен тягой 5 с коромыслом 4 (10), один конец которого соединен со штоком (7) серводвигателя регулятора частоты вращения, а другой — со штоком поршня, осуществляющего настройку (затяжку) всережимной пружины регулятора. Таким образом, один конец коромысла получает сигнал Δu , а другой сигнал ΔH .

При установившемся режиме золотник 6 (II) своими дисками перекрывает окна во втулке золотника. Концы коромысла 4 (10) неподвижны, и их положение определяет соответствие между настройкой регулятора, частотой вращения вала двигателя и подачей топлива, т. е. нагрузкой двигателя. Золотник 6 (II) вступает в работу в случае появления на концах коромысла сигналов Δu или ΔH .

При уменьшении нагрузки на дизель, например при отключении вентиляторов охлаждающего устройства, регулятор частоты вращения снижает подачу топлива, появляется сигнал Δu , который вызывает перемещение соответствующего конца коромысла вниз. Золотник 6 (II), двигаясь вниз, откроет нижнее окно в золотниковой

втулке, и масло под давлением поступает под поршень 2 (в полость В на рис. 97). Перемещаясь, шток поршня 2 своим поводком передвигает якорь индуктивного датчика в сторону увеличения возбуждения генератора. Тем временем масло из полости под поршнем (полость Г) серводвигателя будет поступать в верхнюю полость золотникового устройства и через верхний игольчатый клапан (8) частично сливаться в масляную ванну. Образовавшееся давление масла в полости над золотниковой втулкой (12) заставляет ее перемещаться вниз, сжимая нижнюю пружину 1 и закрывая перепускное окно, через которое масло поступало в полость под поршнем серводвигателя нагрузки. Степень открытия игольчатого клапана определяет скорость перемещения поршня серводвигателя. Вследствие увеличения нагрузки на дизель регулятор частоты вращения увеличит подачу топлива до уровня, предшествовавшего началу изменения нагрузки, а золотник 6 и втулка 7 золотника возвратятся в среднее положение. В конце процесса регулирования нагрузка дизеля восстановится до прежнего уровня за счет увеличения мощности генератора, при этом силовой поршень 2 будет занимать новое положение. При увеличении нагрузки действие элементов регулятора мощности будет противоположно описанному.

Увеличение затяжки всережимной пружины измерителя (увеличение частоты вращения) вызывает такое же действие регулятора мощности, как и уменьшение нагрузки на дизель, и наоборот. Это происходит потому, что при увеличении затяжки пружины измерителя опускается поршень 1 серводвигателя 6 (см. рис. 97), что вызывает движение золотника нагрузки вниз. В дальнейшем процессы, происходящие в регуляторе, аналогичны вышеописанным.

Так как в установившемся режиме золотник II своими дисками находится в положении перекрыши отверстий золотниковой втулки, то каждому положению правого конца коромысла (заданию частоты вращения

Н) будет соответствовать определенное положение левого конца коромысла (подача топлива). Таким образом, каждому скоростному режиму дизеля будет соответствовать определенная мощность, зависящая от выбора точки подвеса золотника 11. При смещении точки подвеса золотника по коромыслу в сторону серводвигателя б мощности увеличиваются, а при смещении в сторону пружин измерителя — уменьшаются. От выбора точки подвеса золотника зависит экономичность работы дизеля.

Электрогидравлическое управление частотой вращения состоит из: электромагнитов *МР1, МР2, МР3, МР4*, включающихся контроллером машиниста в определенной последовательности и изменяющих положение золотника управления; золотникового устройства (золотника 29, золотниковой втулки 28), управляющего подачей масла под давлением в серводвигатель управления 14; гидравлического серводвигателя управления 14 с упором 33, которым устанавливается минимальная частота вращения; жесткой обратной связи, состоящей из последовательно соединенных тяг и рычагов 34, 35 и 17.

Электромагниты *МР1, МР2, МР3* действуют на вершины треугольной пластины 30, которая посредством пружины, устанавливаемой под пластиной, удерживается в контакте с толкателями этих электромагнитов. При включении или выключении одного или нескольких электромагнитов треугольная пластина 30 смещается в ту или другую сторону, воздействуя на рычаг 35 и приводя в движение золотник 29, управляющий подачей масла под давлением в цилиндр серводвигателя управления 14. Включением трех электромагнитов в определенной последовательности достигается семь различных ступеней частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Действие электромагнита *МР4* противоположно *МР1, МР2* и *МР3*. При включении электромагнита *МР4* золотниковая втулка 28 движется вниз, открывая регулирующее отверстие на слив, что приводит к распус-

канию всережимной пружины регулятора и снижению частоты вращения коленчатого вала дизеля. Перемещение штока 15 поршня серводвигателя вверх благодаря обратной связи через тягу и рычаги 17, 34 и 35 вызовет перемещение золотника 29 вниз и перекрытие регулирующего отверстия в золотниковой втулке. Как только это отверстие будет перекрыто, поршень серводвигателя остановится и зафиксирует степень затяжки всережимной пружины. При включении электромагнита *МР4* золотниковая втулка 28 движется вверх под действием усилия пружины, открывая подвод масла в цилиндр серводвигателя управления 14. Поршень, перемещаясь вниз, увеличивает затяжку всережимной пружины. Использование электромагнита *МР4* в комбинации с тремя электромагнитами *МР1, МР2, МР3* удваивает число ступеней затяжки пружины. Ход якорей электромагнитов регулируется пробками, установленными в их верхней части. Провода к электромагнитам подсоединяют через штепсельный разъем.

Золотниковая часть управления размещена в приливе верхнего корпуса. Нижняя часть золотниковой втулки соединена с шестерней, приводимой во вращение шестерней 21 измерителя скорости. Золотник и золотниковая втулка снизу подпираются пружинами. Пружина золотника обеспечивает контакт рычага 35 с треугольной пластиной, а пружина золотниковой втулки через нее удерживает якорь электромагнита *МР4* в верхнем положении (при обесточенном состоянии).

Для возможности ручного управления частотой вращения дизеля предусмотрен специальный винт, установленный в колпаке регулятора. Для перехода на ручное управление необходимо снять с регулятора фишку штепсельного разъема, вывернуть винт из колпака и пробку, навернуть через отверстие в колпаке винт на хвостовик шпильки. При наворачивании винта на шпильку шток с поршнем 15 перемещается вниз, увеличивая затяжку всережимной пружины регулятора.

Стоп-устройство дизеля предназначено как для автоматической (в случае падения давления масла в его системе смазки ниже допустимой величины), так и для дистанционной остановки дизеля. Стоп-устройство состоит из корпуса 2, прикрепленного к серводвигателю регулятора частоты вращения, золотниковой втулки с золотником и толкателем золотника и тягового электромагнита ЭТ-54Б.

При замыкании цепи электромагнита толкатель перемещает вниз золотник, который перекрывает выход масла из рабочей полости серводвигателя регулятора. При размыкании цепи электромагнита золотник под действием давления масла поднимается, открывая выход масла из-под поршня в масляную ванну регулятора. Шток серводвигателя опускается и выключает подачу топлива.

37. Система управления дизелем 10Д100

Система управления дизелем является частью общей системы управления тепловозом. Она включает в себя

систему управления регулятором частоты вращения и мощности дизеля, систему управления топливными насосами, автоматическое и ручное устройство аварийной остановки дизеля.

Система управления регулятором частоты вращения и мощности состоит из контроллера машиниста, при установке рукоятки или штурвала которого в определенное положение (позицию) замыкаются контакты цепи соответствующих электромагнитов регулятора и электрогидравлического механизма, обеспечивающего исполнение электрического сигнала на затяжку всережимной пружины для получения необходимой частоты вращения дизеля.

Для ускорения пуска горячего дизеля имеется специальное устройство — пусковой серводвигатель. Электрогидравлический механизм управления рассматривается при описании конструкции и работы объединенного регулятора частоты вращения и мощности.

Пусковой серводвигатель дизеля 10Д100. После продолжительной работы дизеля температура масла в ре-

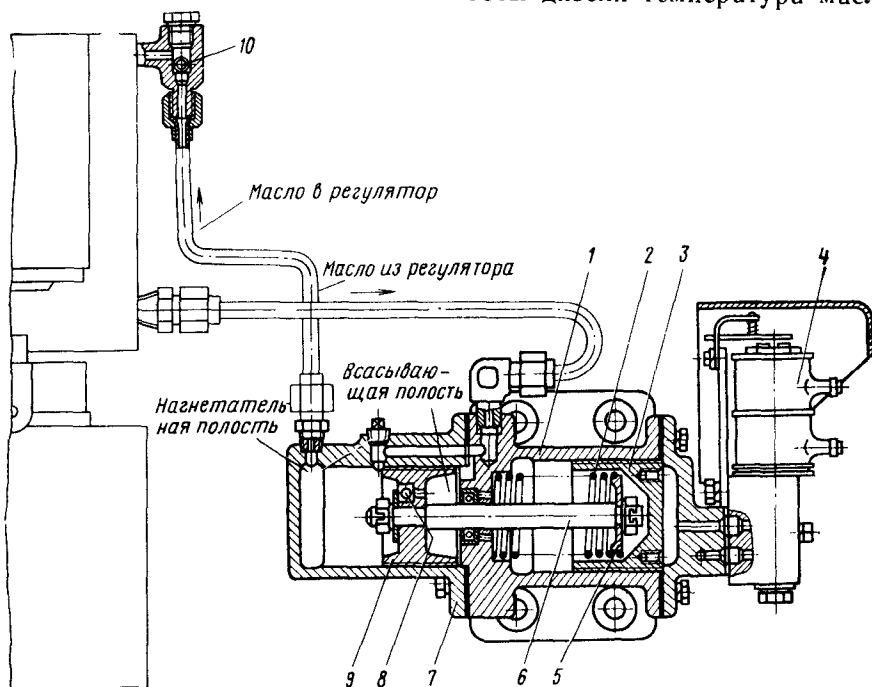


Рис. 100. Пусковой двигатель (ускоритель пуска) дизеля 10Д100:

1 — корпус; 2 — пружина; 3 — поршень воздушной полости; 4 — электропневматический вентиль; 5 — тарелка; 6 — шток; 7 — стакан; 8, 10 — клапаны шариковые; 9 — поршень масляной полости

гуляторе повышается, вязкость его уменьшается, вследствие чего подача масляного насоса падает. Это приводит к увеличению времени для создания необходимого давления масла в регуляторе, что вызывает увеличение времени на пуск дизеля. В этих случаях используют специальное устройство — пусковой серводвигатель, называемое ускорителем пуска дизеля.

Пусковой серводвигатель (ускоритель пуска дизеля) установлен на блоке с левой стороны дизеля около объединенного регулятора. К корпусу 1 (рис. 100) прикреплен стакан 7, а к крышке — электропневматический вентиль 4. В корпусе 1 и в стакане 7 смонтированы в одном штоке 6 два поршня: воздушной полости 3 и масляной 9. Шток 6 в корпусе уплотнен самоподжимным сальником, который предупреждает просачивание масла в воздушную полость, а воздуха — в масляную. Пружина 2 удерживает поршень 3 в исходном положении. Масляная полость серводвигателя соединена трубкой с масляной ванной регулятора. При пуске дизеля воздух под давлением из воздушной магистрали пневматического управления тепловоза через вентиль 4 поступает в полость крышки.

Под давлением воздуха поршень 3, сжимая пружину 2, передвигается влево, а вместе с ним передвигается и поршень 9. Передвигаясь, поршень 9 выжимает масло из нагнетательной полости серводвигателя по трубке в аккумуляторы масла объединенного регулятора, способствуя быстрому нарастанию давления и перетеканию масла под силовой поршень серводвигателя, что ускоряет процесс пуска дизеля. Шариковый клапан 10 не допускает перетекания масла обратно по трубке. После перехода дизеля на рабочий режим срабатывает электропневматический вентиль, и воздух выпускается в атмосферу. Освободившись от давления, пружина 2 переместит поршни 3 и 9 слева направо, при этом масло из всасывающей полости через шариковый клапан 8 начнет перетекать в нагнетательную. По трубке масло из ванны объединенного

регулятора поступает во всасывающую полость пускового серводвигателя.

Рычажная система управления топливными насосами дизеля. Система (рис. 101) расположена в первом отсеке (отсек управления) на переднем листе блока, а ее тяги — вдоль дизеля с левой и правой стороны. Шток 1 серводвигателя регулятора при движении вниз (уменьшении подачи топлива) или вверх (увеличении подачи топлива) через серьгу воздействует на рычаг 2, который, поворачиваясь на оси кронштейна 3, через вертикальную тягу 4, рычаг 6 поворачивает промежуточный вал 7. При этом рычаг 9 передает усилие на стопорную тягу 10, а от нее через пружину 11 на коромысло 12, поворачивая его вокруг оси кронштейна 8. Коромысло одним концом через серьгу связано с тягой 27 (с правой стороны), другой — через механизм выключения 31 ряда топливных насосов с тягой 32 (с левой стороны).

При поворачивании коромысла 12 тяга передвигается вдоль дизеля. На тягах против каждого насоса закреплены поводки 33. Эти поводки вилками соединены с рейками топливных насосов и поворачивают плунжеры, изменяя подачу топлива в цилиндры дизеля.

Механизм выключения ряда топливных насосов. При работе дизеля на холостом ходу и малой нагрузке топливными насосами подаются в цилиндры очень малые порции топлива, что приводит к ухудшению его распыливания форсунками в цилиндрах. Несгоревшее топливо, просочившись через поршневые кольца, попадает в картер дизеля. Чтобы исключить эти явления, на тепловозах устанавливают механизм, который в зависимости от режима работы дизеля отключает ряд топливных насосов.

Отключение происходит при следующих режимах работы дизеля. На левой стороне дизеля отключается десять насосов на всех позициях холостого хода. На правой стороне отключается пять топливных насосов 2, 3, 6, 8, 9-го цилиндров при нулевой и

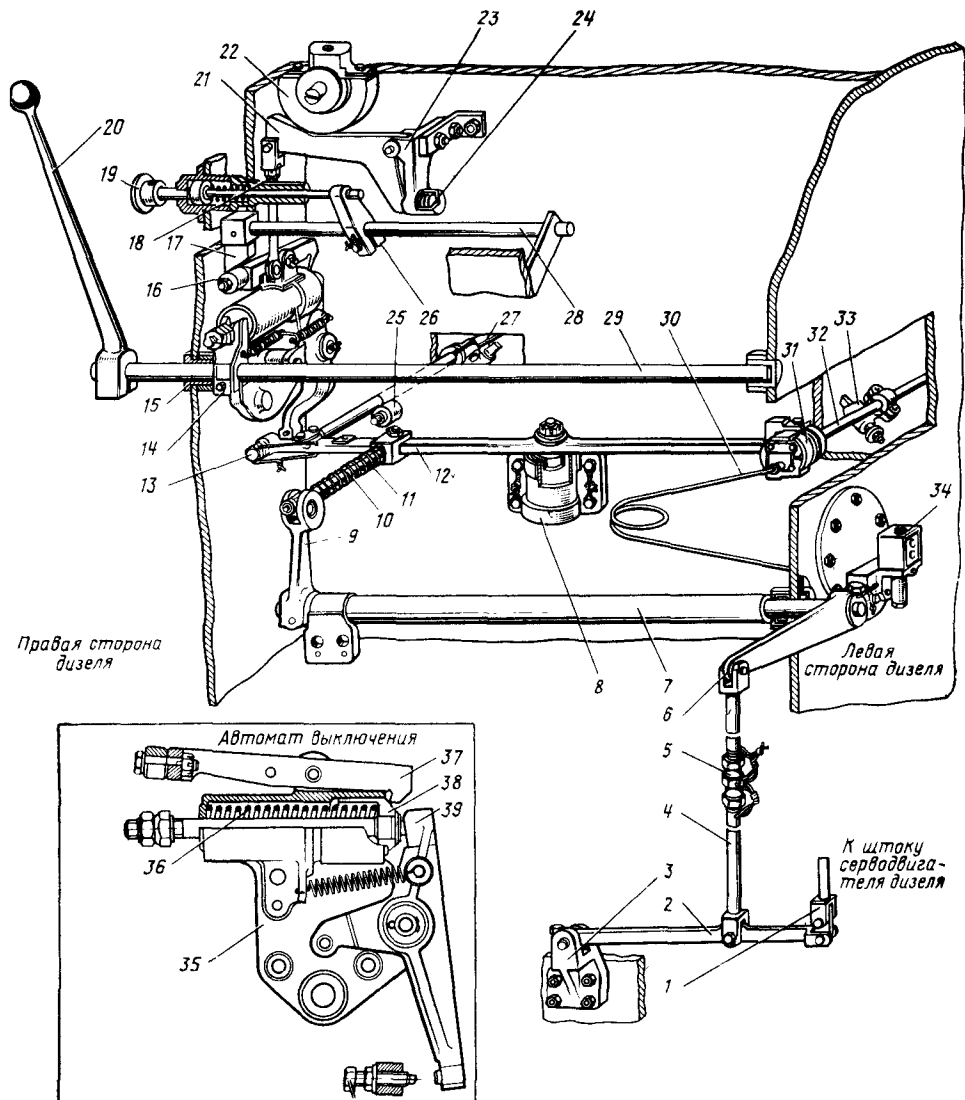


Рис. 101. Рычажный механизм управления рейками топливных насосов дизеля 10Д100:

1 — шток серводвигателя; 2 — рычаг регулятора; 3, 23 — кронштейны; 4 — тяга вертикальная; 5 — муфта; 6 — рычаг промежуточного вала; 7 — вал промежуточный; 8 — кронштейн коромысла; 9 — рычаг стопорной тяги; 10 — тяга стопорная; 11 — пружина стопорной тяги; 12 — коромысло; 13 — болт регулировочный; 14, 21 — рычаги; 15, 24, 36 — пружины; 16 — ролик; 17 — кулачок; 18 — тяга; 19 — кнопка выключателя; 20 — рукоятка; 22 — груз регулятора предельной частоты вращения; 25 — упор; 26 — поводок; 27 — правая тяга управления; 28 — вал выключения; 29 — вал для установки защелки механизма экстренной остановки дизеля; 30 — трубка; 31 — механизм выключения левого ряда насосов; 32 — левая тяга управления; 33 — поводок рейки насоса; 34 — электропневматический вентиль; 35 — корпус механизма экстренной остановки дизеля; 37 — защелка; 38 — поршень; 39 — рычаг выключения подачи топлива насосам

1-й позициях холостого хода, а также на 1-й позиции контроллера под нагрузкой. Следовательно, при работе дизеля на нулевой и 1-й позициях работают пять насосов на правой стороне (1, 4, 5, 7, 10-го цилиндров); от 2-й до 15-й позиции холостого хода — все десять насосов правого ряда; на 1-й позиции под нагрузкой все десять

насосов левого ряда и пять насосов правого ряда; при работе под нагрузкой от 2-й до 15-й позиции работают все насосы правой и левой стороны (двадцать насосов).

Механизм выключения 31 (см. рис. 101) всех насосов левой стороны смонтирован на конце левой тяги управления 32, схема его показана на

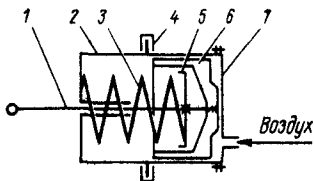


Рис. 102. Механизм выключения левого ряда топливных насосов:

1 — тяга; 2 — корпус; 3 — пружина; 4 — вилка коромысла; 5 — тарелка; 6 — поршень; 7 — крышка

рис. 102. В корпусе 2 установлен бронзовый поршень 6, который при помощи пружины 3 через тарелку 5, закрепленную гайкой, прижимает поршень к крышке 7. На холостом ходу сжатый воздух поступает в цилиндр и передвигает поршень 6. Перемещаясь, поршень сжимает пружину 3 и передвигает тягу управления 32 (см. рис. 101) в положение выключения подачи топлива насосами в цилиндры. При нагружении дизеля подача воздуха прекращается, пружина 3 отодвигает поршень 6 к крышке 7, тяга управления устанавливает рейки насосов на подачу топлива в цилиндры. Механизм выключения пяти насосов правой стороны по конструкции и принципу работы аналогичен механизму выключения насосов левого ряда. Работой механизмов управляют при помощи электропневматических вентилях, установленных с левой стороны дизеля около отсека управления и с правой стороны около 10-го цилиндра.

Устройства для экстренной остановки дизеля. Дизель может быть остановлен автоматическим устройством защиты от недопустимой частоты вращения коленчатого вала дизеля, называемого регулятором предельной частоты вращения, или вручную кнопкой выключателя 19 (см. рис. 101). Остановка дизеля как в первом, так и во втором случае производится при помощи механизма автоматического выключения топливных насосов, корпус 35 которого прикреплен к боковому листу дизеля с правой стороны. В корпусе регулятора предельной частоты вращения вала дизеля установлен подковообразный груз 22, масса которого подобрана так, что развиваемая им сила инерции во вращательном

движении не превосходит усилия пружины, установленной навстречу действию силы инерции, во всем рабочем диапазоне частоты вращения вала дизеля.

При номинальной частоте вращения вала дизеля центробежные силы, развиваемые подковообразным грузом, уравниваются усилием затяжки пружины. Когда частота вращения вала возрастает до 940—980 об/мин, равновесие подковообразного груза и его пружины нарушается. При этом груз смещается от оси вращения на периферию и нажимает на рычаг выключателя 21, отжимая его концевую часть вниз. Тяга 18 также опускается вниз и нажимает на конец защелки 37, имеющей зуб, который поднимется вверх, выйдет из зацепления с кольцевой выточкой поршня 38, и пружина 36 вытолкнет поршень 38 вместе с его штоком. Шток упрется в торец рычага выключателя 39 и повернет его в сторону выключения подачи топлива, дизель остановится.

Рабочее положение защелки механизма выключения устанавливают рукояткой 20, расположенной на наружной стороне блока. При повороте этой рукоятки вправо вилка нажимает на регулируемую гайку, передвигая шток, а вместе с ним и поршень 38 влево. Поршень при этом будет сжимать пружину 36. Зуб защелки 37 войдет в выточку поршня, удерживая его шток в таком положении, когда возможно свободное перемещение тяг для изменения подачи топлива регулятором частоты вращения. Для экстренной остановки дизеля служит кнопка выключателя 19. При нажатии на кнопку выключателя передвигается его шток вместе с поводком 26, а с ним и вал 28. На конце вала 28 насажен кулачок 17, имеющий скошенную поверхность, упирающуюся в ролик на хвостовике механизма автоматического выключения дизеля. При передвижении вала 28 кулачок 17 нажимает на ролик защелки, и зуб ее выйдет из зацепления с кольцевой выточкой поршня. Дальше механизм выключения срабатывает так же, как при выключении дизеля регулятором предельной частоты вращения.

Регулятор предельной частоты вращения дизеля Д100 останавливает дизель при 940—980 об/мин коленчатого вала. Если регулятор срабатывает при меньшей частоте вращения, то затяжку пружины увеличивают за счет увеличения толщины прокладок; в случае срабатывания при частоте вращения более 980 об/мин толщину прокладок уменьшают. При изменении толщины прокладок на 0,1 мм изменяется срабатывание регулятора, примерно на 10 об/мин.

38. Система управления дизелем ПД1М

Система управления дизелем ПД1М включает в себя систему управления регулятором частоты вращения, блок управления топливными на-

сосами, автоматическое и ручное устройства аварийной остановки дизеля.

Система управления регулятором частоты вращения коленчатого вала дизеля. Система предназначена для установки и изменения затяжки все-режимной пружины регулятора в соответствии с позицией рукоятки контроллера машиниста. В эту систему входят контроллер 1 (рис. 103), электропневматический серводвигатель 6, связанные электрической цепью 3 между собой, и рычажный механизм 15 затяжки все-режимной пружины.

В корпусе электропневматического серводвигателя 6 имеется четыре цилиндрические расточки, в которые вставлены поршни, уплотненные в цилиндрах манжетами. Снизу корпус закрыт крышкой. Сверху на поршень действуют пружины. Головки штоков поршней упираются в ролики шарни-

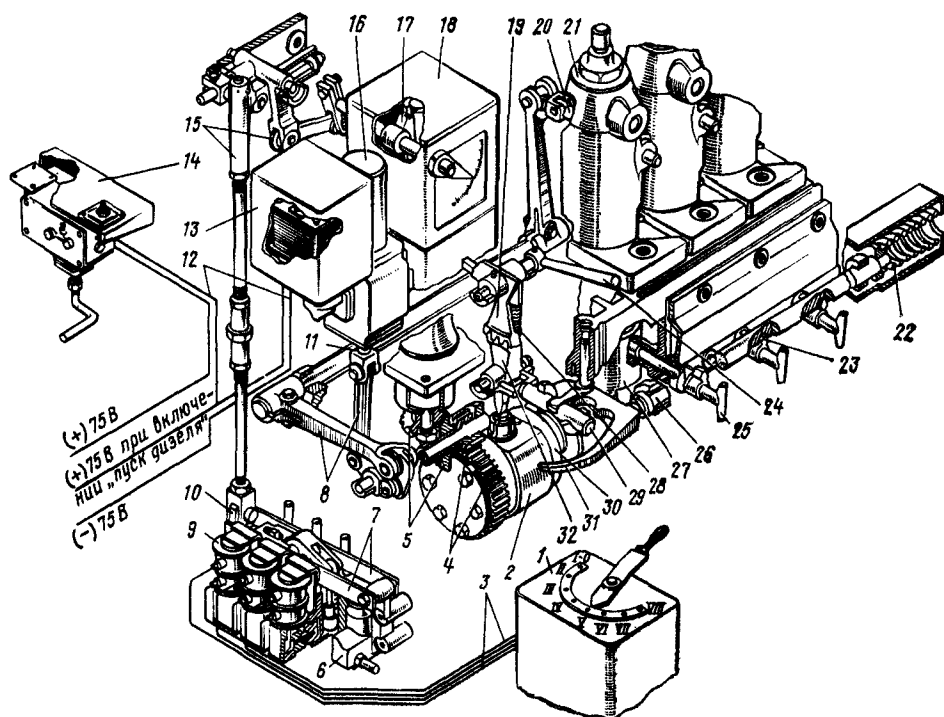


Рис. 103. Система управления дизелем ПД1М:

1 — контроллер; 2 — регулятор предельной частоты вращения; 3 — электрическая цепь; 4 — цилиндрические шестерни привода регулятора; 5 — конические шестерни привода регулятора; 6 — электропневматический серводвигатель; 7 — главный рычаг серводвигателя; 8 — рычажный механизм управления топливными насосами; 9 — электропневматический вентиль; 10 — призма; 11 — шток силового поршня серводвигателя регулятора; 12 — цепь питания соленоида блок-магнита; 13 — блок-магнит регулятора; 14 — реле давления масла; 15 — рычажный механизм затяжки все-режимной пружины; 16 — серводвигатель регулятора; 17 — зубчатый сектор затяжки все-режимной пружины; 18 — регулятор частоты вращения; 19, 32 — секторы зубчатые; 20 — рейка секции топливного насоса; 21 — топливный насос; 22, 28 — пружины; 23 — зуб стопора секции насоса; 24 — рукоятка аварийной остановки дизеля; 25 — стопор секции насоса; 26 — выключающая тяга; 27 — толкатель; 29 — упорный вал; 30 — фланец кулачкового вала; 31 — установочная рукоятка

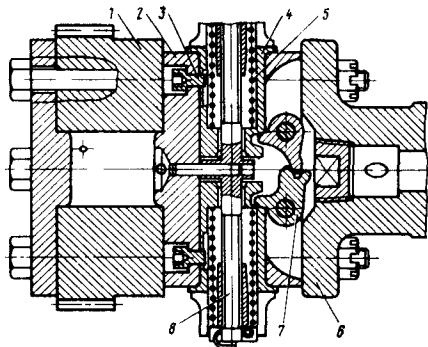


Рис. 104. Регулятор предельной частоты вращения коленчатого вала дизеля ПДМ:

1 — шестерня привода; 2 — корпус; 3 — ограничитель; 4 — груз; 5 — пружина; 6 — фланец кулачкового вала; 7 — рычаги; 8 — стержень

ров, связывающих главный 7 и вспомогательные рычаги в единую рычажную систему. Сбоку на корпусе установлены четыре электропневматических вентиля, для включения которых подается ток к катушкам электромагнитов. При прохождении электрического тока через катушку вентиля ее сердечник, перемещаясь, отодвигает вниз впускной клапан, через который сжатый воздух из пневмосистемы поступает под поршень соответствующего цилиндра. Сжимая пружину, поршень своим штоком через ролик и рычажную систему передвинет вверх главный рычаг 7. В зависимости от положения рукоятки контроллера электрический ток может подаваться к одному или нескольким электропневматическим вентилям в семи различных комбинациях. При этом семи различным комбинациям включения катушек вентиля будет соответствовать семь ступеней подъема главного рычага 7. Рычаг 7 через призму 10 перемещает вертикальную тягу рычажного механизма 15, с помощью которого поворачивает зубчатый сектор 17 затяжки всережимной пружины. Таким образом, каждой ступени подъема рычага серводвигателя будет соответствовать определенная степень затяжки всережимной пружины и определенная частота вращения коленчатого вала дизеля.

Блок управления топливными насосами. Блок состоит из регулятора частоты вращения 18 и рычажного

механизма 1, связывающего шток серводвигателя 16 регулятора с рейками 20 топливных насосов 21. Рычажный механизм состоит из тяги, двуплечего рычага, серьги, вала и рычагов, жестко закрепленных на нем. Тяга связывает шток силового поршня серводвигателя регулятора с двуплечим рычагом, средняя часть которого шарнирно закреплена на дизеле. Свободный конец двуплечего рычага серьгой связан с рычагом, жестко закрепленным на горизонтальном валу, расположенном вдоль ряда топливных насосов. Против каждого топливного насоса на валу закреплены вертикальные рычаги, связанные с рейками 20 топливных насосов.

При опускании штока силового поршня серводвигателя 16 вал поворачивает рычаги в сторону выдвижения реек топливных насосов, уменьшая тем самым подачу топлива в цилиндры дизеля. При обратном движении штока серводвигателя, наоборот, рейки устанавливаются в положение увеличения подачи топлива.

Автоматическое и ручное устройство аварийной остановки дизеля. К устройствам аварийной остановки дизеля относятся: регулятор 2 (см. рис. 103) предельной частоты вращения, механизм аварийной остановки дизеля и реле давления масла 14. В корпусе 2 регулятора предельной частоты вращения (рис. 104), прикрепленного к фланцу кулачкового вала топливных насосов, вставлен стержень 8, закрепленный конусным штифтом. На стержень 8 надеты грузы 4, внутрь которых вставлены пружины 5, затянутые гайками, навернутыми на концы стержня 8. Грузы регулятора с левой стороны фиксируются в корпусе ограничителями хода 3, удерживающими эти грузы от проворачивания. Хвостовики ограничителей входят в продольные пазы грузов.

С правой стороны грузов размещены рычаги 7, имеющие по два зуба. Меньшими зубьями рычаги входят в специальные пазы на грузах, а большими сцепляются друг с другом. Во время работы рычаги 7 могут поворачиваться на своих осях. Сцепление рычагов с грузами обеспечивает оди-

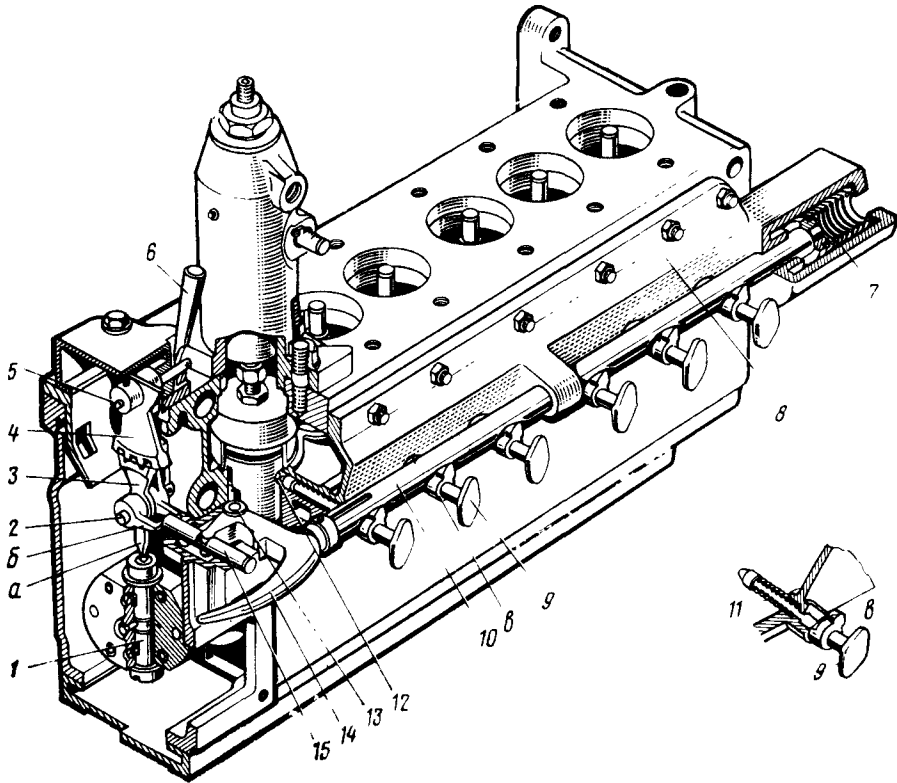


Рис. 105. Механизм для аварийного выключения топливных насосов и остановки дизеля: 1 — грузы регулятора; 2, 5, 13 — оси; 3, 4 — секторы; 6 — рукоятка экстренной остановки дизеля; 7, 11 — пружины; 8 — крышка; 9 — кнопка выключения секции насосов; 10 — тяга; 12 — толкатель; 14 — рукоятка восстановления в рабочее положение секции насосов; 15 — валик; а, б — вертикальный и горизонтальный выступы сектора; в — зуб

наковый выход грузов даже в случае, если затяжка их пружин будет неодинаковой. Регулятор прикреплен к фланцу 6 кулачкового вала топливного насоса. Масло к грузам 4, рычагам 7 и шестерням привода регулятора поступает от кулачкового вала.

Механизм аварийной остановки дизеля (выключающее устройство топливных насосов) размещен в корпусе топливных насосов. Секторы 3 и 4 выключающего устройства (рис. 105) сцеплены зубьями. Верхний сектор 4 закреплен на оси 5. На другом конце этой же оси насажена рукоятка 6 экстренной остановки дизеля, выключающая топливные насосы. Нижний сектор 3 свободно вращается на оси 2. В вертикальном положении секторы удерживаются пружиной. Сектор 3 имеет вертикальный выступ а и горизонтальный б.

При нормальном положении выступ б служит опорой для валика 15, имеющего посередине кольцевую выточку, в которую входит вилка рукоятки 14, устанавливающей тягу 10 в рабочее положение. Рукоятка 14 вращается на оси 13, а тяга 10 перемещается в осевом направлении в трех приливах, имеющих на крышке картера топливного насоса. Тяга 10 через упорную шайбу пружиной 7 прижимается к торцу рукоятки 14. Кнопки 9 служат для выключения секций топливного насоса.

В обычном положении кнопки повернуты так, что их выступы упираются в приливы крышки 8, а зубья в входят в вырезы на тяге 10. Если надо выключить какую-либо секцию топливного насоса, кнопку оттягивают на себя и поворачивают ее так, чтобы зуб в вышел из выреза в тя-

ге 10, а выступ совпал с пазом в приливе. Тогда конус стержня кнопки 9 под действием пружины 11 войдет в отверстие толкателя. Этим самым толкатель будет застопорен в верхнем положении, а секция топливного насоса выключена, так как кулачок вала насоса не будет доставать до ролика толкателя.

Выключение всех секций топливного насоса произойдет, если частота вращения коленчатого вала дизеля превысит 850—870 об/мин. В этом случае грузы 1 регулятора под действием центробежной силы разойдутся настолько, что заденут вертикальный выступ *a* сектора 3, вследствие чего сектор повернется и его горизонтальный выступ *b* поднимется вверх, а валик 15 потеряет опору. В результате этого тяга 10 под действием пружины 7 переместится влево и выключит

одновременно все секции топливного насоса. То же самое произойдет, если рукоятку 6 экстренной остановки повернуть на себя.

При установке секций топливного насоса в рабочее состояние выводят из зацепления с тягой 10 все кнопки 9 и при помощи рукоятки 14 перемещают тягу 10 вправо.

Реле давления масла типа РДМ20. Реле служит для автоматической остановки дизеля, если давление в масляной магистрали становится ниже установленного предела [(0,15±0,01) МПа]. Такое положение может возникнуть в случаях, когда масло имеет повышенную температуру или разжижено, а также при увеличенных зазорах в подшипниках. Реле установлено на кронштейне с правой стороны у переднего торца рамы дизеля.

Глава XIII СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

39. Схемы систем воздухообеспечения

Система воздухообеспечения предназначена для подачи в цилиндры дизеля достаточного количества чистого воздуха, необходимого для сжигания впрыснутого топлива, а также для их продувки. На современных тепловозах применяются только дизели с наддувом. Это значит, что в цилиндры подается воздух, предварительно сжатый компрессором. Воздушный заряд цилиндров соответственно возрастает, что дает возможность подать и сжечь в цилиндрах значительно большее количество топлива и получить в результате большую мощность при тех же размерах двигателя. Совокупность устройств, обеспечивающих подачу в цилиндры двигателя требуемого количества воздуха с заданными давлением и температурой, называется *системой воздухообеспечения*.

Дизель 10Д100. На дизеле 10Д100 применено двухступенчатое сжатие наддувочного воздуха, обычно исполь-

зуемое в двухтактных дизелях. Это вызвано тем, что турбокомпрессоры при пуске дизеля и на холостом ходу практически не работают вследствие недостаточной энергии выпускных газов из-за низкой их температуры. Следовательно, количество воздуха и его давление, создаваемые турбокомпрессорами, не обеспечивают нормальную работу дизеля. В эти периоды воздух в цилиндры поступает от нагнетателя второй ступени, который приводится в действие механическим способом, и подача его от энергии газов не зависит. Как видно из схемы (рис. 106), воздух через жалюзи 9 из окружающей среды или из машинного помещения поступает в воздушные фильтры-воздухоочистители 7, расположенные с правой и левой стороны тепловоза, и далее к всасывающим патрубкам турбокомпрессоров, которые являются первой ступенью сжатия воздуха. Из нагнетателей 6 правого и левого турбокомпрессоров сжатый воздух подается по расположенным с обеих сторон в верхней части дизеля воздуш-

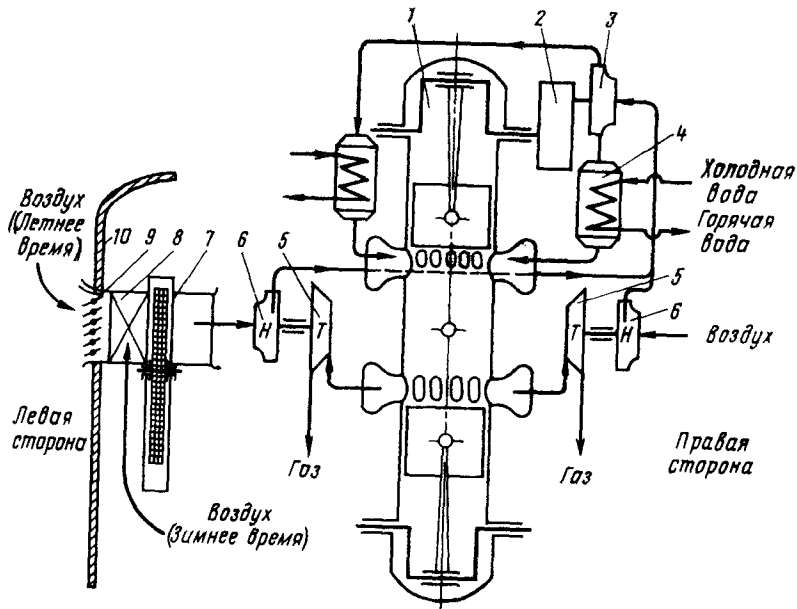


Рис. 106. Принципиальная схема системы воздуховоснабжения дизеля 10Д100 (тепловоз 2ТЭ10В):

1 — дизель; 2 — редуктор повышающий; 3 — нагнетатель второй ступени проводной центробежный; 4 — охладитель наддувочного воздуха; 5 — газовые турбины; 6 — нагнетатели первой ступени; 7 — воздухоочиститель; 8 — дверки для забора воздуха из кузова; 9 — жалюзи для забора воздуха из атмосферы; 10 — стенка кузова

ным трубопроводам к агрегату второй ступени наддува — центробежному нагнетателю 3, который приводится во вращение через редуктор от верхнего коленчатого вала дизеля. После дополнительного сжатия в нагнетателе второй ступени воздух подается в охладители 4, установленные по обеим сторонам двигателя, и далее в наддувочные коллекторы (ресиверы), откуда через впускные окна во втулках поступает в цилиндры дизеля. Подача воздуха в цилиндры регулируется как бы автоматически: чем больше нагрузка дизеля, тем больше подается топлива в цилиндры, тем больше тепловой энергии в выпускных газах и выше частота вращения ротора турбокомпрессора, а следовательно, выше давление наддувочного воздуха и больше воздуха подается в цилиндры. Главными агрегатами системы воздуховоснабжения дизеля 10Д100 являются турбокомпрессоры, приводной нагнетатель с редуктором и воздухоохладители.

Дизель ПД1М. Дизель ПД1М, установленный на маневровом тепловозе

ТЭМ2, четырехтактный, и поэтому энергии отработавших газов на всех режимах работы достаточно для привода турбокомпрессора, т. е. для по-

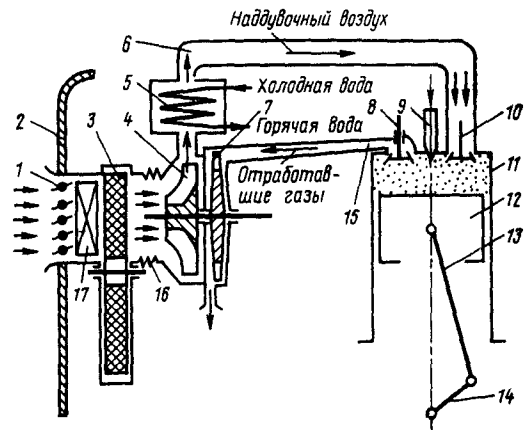


Рис. 107. Принципиальная схема системы воздуховоснабжения дизеля ПД1М (тепловоз ТЭМ2):

1 — жалюзи для забора воздуха из атмосферы; 2 — стенка кузова; 3 — воздухоочиститель непрерывного действия; 4 — нагнетатель; 5 — воздухоохладитель; 6 — коллектор наддувочный; 7 — турбина газовая; 8 — клапан выпускной; 9 — форсунка; 10 — клапан впускной; 11 — цилиндр дизеля; 12 — поршень; 13 — шатун; 14 — коленчатый вал; 15 — трубопровод выпускной; 16 — рукав гибкий; 17 — дверки для забора воздуха из-под капота

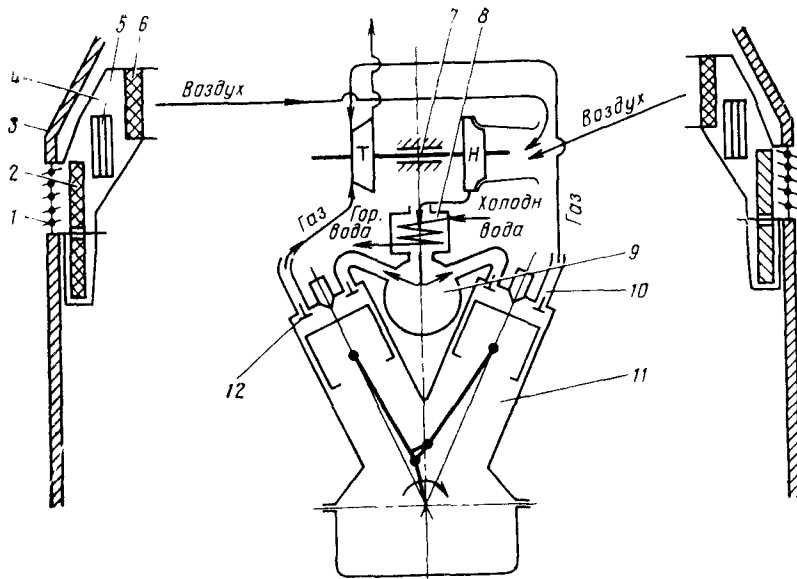


Рис. 108. Принципиальная схема системы воздухообеспечения дизеля 2А-5Д49 (тепловоз ТЭП70):

1 — жалюзи на кузове; 2 — кассета подвижная; 3 — стенка кузова; 4 — воздухоочиститель; 5 — жалюзи внутренние; 6 — кассета неподвижная; 7 — турбокомпрессор; 8 — охладитель наддувочного воздуха; 9 — воздушный ресивер; 10 — выпускной патрубок; 11 — дизель; 12 — клапан

дачи в цилиндры необходимого количества воздуха требуемого давления. Следовательно, в применении двухступенчатого сжатия воздуха с использованием нагнетателя, имеющего механический привод от коленчатого вала, нет необходимости.

Воздух из окружающей среды (рис. 107) через жалюзи 1 (или из кузова через открытые дверки 17) поступает в воздухоочиститель 3 непрерывного действия, расположенный с правой стороны тепловоза, а оттуда через гибкий рукав к всасывающей полости центробежного нагнетателя 4 турбокомпрессора. Сжатый в нагнетателе воздух направляется в воздухоохладитель 5, где его температура понижается. Далее сжатый воздух по впускному (наддувочному) коллектору и впускным патрубкам поступает в впускным клапанам, расположенным в цилиндрических крышках. В период наполнения, когда впускные клапаны 10 открыты, воздух проходит в цилиндры и заполняет пространство, освобождаемое движущимся вниз поршнем. Отработавшие газы удаляются из цилиндра через выпускные клапаны 8 и по выпускному трубопроводу

направляются к газовой турбине 7 турбокомпрессора; здесь тепловая энергия отработавших газов преобразуется в механическую энергию вращения ротора турбокомпрессора.

Дизель 2А-5Д49. На боковых стенках с обеих сторон кузова (рис. 108) в средней части его расположены двухступенчатые воздухоочистители 4, предназначенные для фильтрации воздуха, поступающего в дизель. Воздух засасывается из окружающей среды через регулируемые жалюзи 1 или из машинного помещения через жалюзи 5. Пройдя фильтры, воздух поступает в нагнетатель Н турбокомпрессора 7. Дизель 2А-5Д49, как и другие тепловозные дизели, снабжен системой газотурбинного наддува с одноступенчатым сжатием воздуха и последующим его охлаждением в трубчатом воздухоохладителе 8. После охлаждения воздух поступает в ресивер 9 блока, проходящий в развале цилиндрических рядов вдоль всего дизеля, а оттуда через впускные клапаны в период наполнения проходит в полости цилиндров.

Нагнетатель турбокомпрессора приводится во вращение от газовой

турбины *T*. Нагнетатель и газовая турбина смонтированы в одном корпусе и представляют единый агрегат — турбокомпрессор. Отработавшие газы из цилиндров дизеля через открытые в период выпуска клапаны *12* поступают в выпускные патрубки *10*, расположенные с наружной стороны дизеля, и далее в газовую турбину, где энергия газов используется для приведения во вращение ротора турбокомпрессора. Из турбины отработавшие газы по выпускному патрубку направляются в глушитель и далее в атмосферу.

40. Оборудование систем воздухообеспечения дизелей

Турбокомпрессор. Агрегат, объединяющий осевую одноступенчатую реактивную газовую турбину и центробежный одноступенчатый компрессор (нагнетатель), называется турбокомпрессором. Производство турбокомпрессоров в нашей стране организовано на специализированных предприятиях. На тепловозных дизелях устанавливаются турбокомпрессоры унифицированного ряда ТК с осевой газовой турбиной и центробежным нагнетателем, имеющие высокий к.п.д. и обеспечивающие высокую надежность.

Внутри каждого типа компрессоров может существовать несколько модификаций, различающихся главным образом конструкцией корпусов, монтажных фланцев и рабочими характеристиками в зависимости от расположения цилиндров дизеля, а также его параметров. На тепловозные дизели устанавливают четыре типоразмера турбокомпрессоров: ТК-23, ТК-30, ТК-34, ТК-38. Буквы ТК означают турбокомпрессор, а цифры 23, 30 и т. д. — диаметр колеса компрессора в сантиметрах.

В зависимости от степени повышения давления¹ турбокомпрессоры де-

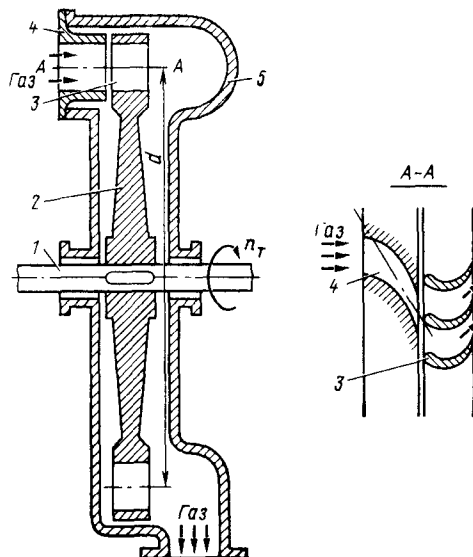


Рис. 109. Схема устройства и работы осевой газовой турбины:

1 — вал; 2 — диск колеса; 3 — лопатки рабочие; 4 — сопловой аппарат; 5 — корпус турбины

лятся на три группы: низкого давления $\pi_k = 1,3 \div 1,9$ (Н); среднего давления $\pi_k = 2 \div 2,5$ (С); высокого давления $\pi_k = 2,5 \div 3,5$ (В). Принципиальная схема осевой (аксиальной) газовой турбины представлена на рис. 109. Принцип действия турбокомпрессоров одного унифицированного ряда одинаков.

Газовая турбина является лопаточным тепловым двигателем, который преобразует тепловую энергию газового потока в механическую работу. Элементами, преобразующими энергию газа в турбине, является сопловой аппарат и рабочее колесо с лопатками по окружности. Газовый тракт — сопловой аппарат, зазор, межлопаточные каналы — называется *проточной частью турбины*.

Газ из выпускного коллектора дизеля поступает в сопловой аппарат 4 (см. рис. 109). Здесь скорость газа значительно возрастает, так как тепловая (потенциальная) энергия газа в сопловом аппарате превращается в кинетическую. Из сопел газ поступает на лопатки 3, проходит между ними по криволинейным каналам, создавая вращающий момент на валу. В зависимости от характера протекания га-

¹ Степенью повышения давления называется отношение давления воздуха после нагнетателя к давлению воздуха на входе в нагнетатель (обозначается π_k).

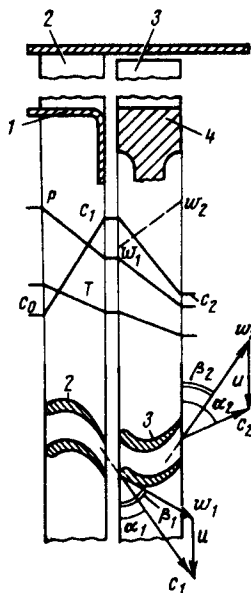


Рис. 110 Схема проточной части и треугольники скоростей реактивной турбины:

1 — сопловой аппарат; 2 — направляющие лопатки; 3 — рабочие лопатки; 4 — рабочее колесо турбины. c_0, c_1, c_2 — скорости газа на входе в направляющие рабочие лопатки и на выходе из них; w_1, w_2 — относительная скорость газа на входе в рабочие лопатки и на выходе из них; p, T — давление и абсолютная температура газа; u — окружная скорость вращения колеса турбины

зового потока по межлопаточным каналам турбины делятся на активные и реактивные. В активных турбинах на рабочих лопатках не происходит изменения состояния газа — давление и температура остаются постоянными, относительная скорость газа в межлопаточных каналах почти не меняется.

В реактивных турбинах процесс расширения газа, начавшийся в сопловом аппарате, продолжается и в межлопаточных каналах турбинного колеса, т. е. в реактивных турбинах; процесс преобразования тепловой (потенциальной) энергии в кинетическую происходит также и в рабочих лопатках, вследствие этого относительная скорость газа в межлопаточных каналах возрастает $w_2 > w_1$ (рис. 110), а давление и температура его снижаются. Так как при этом рабочее колесо турбины вращается с высокой окружной скоростью u , то уменьшается также и абсолютная скорость газового потока на выходе из межлопаточных

каналов, что понятно из рассмотрения входного и выходного треугольников скоростей, приведенных на рис. 110. Из этого рисунка видно также, что межлопаточные каналы соплового аппарата и рабочего колеса турбины имеют сужающуюся форму. Скорость истечения газа из этих каналов определяется разностью теплосодержаний газа соответственно до и после каналов.

Массовый расход газа через межлопаточные каналы

$$M = \mu f c \rho_g,$$

где μ — коэффициент истечения каналов, обычно $\mu = 0,75 \div 0,85$;

f — площадь канала в расчетном сечении;

c — скорость газового потока в расчетном сечении;

ρ_g — плотность газа в расчетном сечении.

Усилие, действующее на лопатки колеса в направлении окружной скорости u ,

$$P_H = M (c_{1H} - c_{2H}),$$

где c_{1H} и c_{2H} — проекции абсолютных скоростей газа на входе и выходе из межлопаточных каналов колеса на направление окружной скорости колеса u .

Как уже указывалось выше, в каналах между лопатками турбинного колеса абсолютная скорость газа и кинетическая энергия его падают. Газ подводится к сопловому аппарату с температурой порядка 600°C и имеет скорость $40\text{--}60$ м/с. На выходе из соплового аппарата температура и давление газа понижаются в результате преобразования тепловой энергии в кинетическую, и скорость газа возрастает до $300\text{--}500$ м/с. При протекании газа по межлопаточным каналам рабочего колеса температура и давление газа продолжают снижаться: температура газа на выходе из лопаток колеса на $150\text{--}200^\circ\text{C}$ ниже, чем на входе в каналы лопаток.

Механическая работа на лопатках турбинного колеса совершается за счет разности энергий газового потока до и после лопаточного аппарата.

Требуемая подача нагнетателя турбокомпрессора определяется количеством воздуха, потребляемого дизелем в 1 ч, и может быть подсчитана по формуле

$$M_{\text{вг}} = V_h i n \cdot 60 (1 - \psi) \frac{2}{\tau} \eta_v \gamma_k \Phi.$$

Здесь V_h — рабочий объем цилиндра ($V_h = \frac{\pi d^2}{4} S$), л;

d — диаметр цилиндра;

S — ход поршня;

i — число цилиндров дизеля;

n — частота вращения коленчатого вала;

ψ — доля потеряннго хода, которая учитывает в двухтактных двигателях ту часть хода поршня, которая затрачивается на перекрытие впускных и выпускных окон; обычно $\psi = 0,13 \div 0,20$;

τ — тактность двигателя; для четырехтактного двигателя $\tau = 4$, для двухтактного $\tau = 2$;

η_0 — коэффициент наполнения; $\eta_0 = 0,8 \div 0,9$ (см. выше);

φ — коэффициент продувки, учитывающий дополнительный расход воздуха на продувку цилиндров (см. выше); в четырехтактном двигателе $\varphi = 1,1 \div 1,2$, в двухтактном — $\varphi = 1,35 \div 1,5$.

Плотность сжатого в нагнетателе воздуха

$$\rho_k = \rho_0 \frac{p_k T_0}{p_0 T_k}$$

где p_k и T_k — абсолютное давление и абсолютная температура сжатого воздуха перед впускными органами дизеля;

p_0 и T_0 — то же при нормальных условиях; $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 288$ К;

ρ_0 — плотность воздуха при нормальных условиях; $\rho_0 = 1,293$ кг/м³.

Мощность, потребляемая нагнетателями двигателя:

$$N_n = \frac{M_{нц} L_n}{1000 \cdot 3600 \eta_n}$$

здесь L_n — удельная работа сжатия воздуха в нагнетателях, кДж/кг; эта работа зависит от отношения давлений воздуха до нагнетателя и после него p_n/p_0 , т.е. от степени повышения давления λ_k ;

η_n — коэффициент полезного действия нагнетателя; $\eta_n = 0,76 \div 0,80$.

3600 — переводной коэффициент (1ч = 3600 с).

По результатам расчета по приведенным формулам и характеристикам турбокомпрессоров унифицированного ряда можно выбрать требуемый тип наддувочного агрегата для данного тепловозного дизеля.

Основные технические параметры приведены в табл. 4.

Корпус компрессора 1 (см. рис. 111), выпускной корпус 10, через который отработавшие газы выбрасываются в атмосферу, и газоприемный корпус 13 отлиты из алюминиевого сплава и скреплены между собой шпильками. Внутри корпусов на подшипниках скольжения 14 и 22 уложен полый стальной сварной ротор 7. К ротору приварено рабочее колесо 9 газовой турбины. Рабочее колесо 2 компрессора напрессовано на ротор и закреплено штифтами. Лопатки и диск колеса турбины изготовлены из специальной жароупорной стали и соединены при помощи «елочных» замков или сварки. Колесо компрессора изготовлено из алюминиевого сплава. Между улиткой и колесом 2 установлен диффузор 4 в виде диска с лопатками. Диффузор повышает давление воздуха и уменьшает гидравлические потери в воздушном потоке.

Таблица 4

Основные параметры	Типы турбокомпрессоров			
	ТК-23	ТК-30	ТК-34	ТК-38
Диаметр колес компрессора и турбины, мм	230	300	340	380
Степень повышения давления	1,3—2,5	1,3—2,5	1,3—2,5	1,3—2,5
Температура газов перед турбиной при длительной работе, °С	600	600	600	600
Максимальная температура газов перед турбиной, °С	650	650	650	650
К. п. д. компрессора	0,78	0,78	0,80	0,80
К. п. д. турбины	0,76	0,76	0,77	0,78
Габаритные размеры, мм	780	900	1000	1150
	длина ширина и высота	580	700	800
Расчетный моторесурс, ч	15 000	20 000	20 000	20 000
Масса, кг	180	350	510	700
Установлен на дизеле	6Д70	ПД1М	10Д100, 11Д45	Д70, Д49

На тыльной стороне колеса компрессора сделаны кольцевые выступы, которые с малым зазором сопрягаются неподвижном диске — лабиринте 21, образуя лабиринтное уплотнение. Со стороны компрессора расположен опорно-упорный подшипник 22 ротора, который воспринимает усилия, направленные от рабочего колеса турбины к компрессору. Подшипник со стороны турбины — опорный. Лабиринтное уплотнение 23 со стороны компрессора препятствует уносу масла воздухом из полости подшипников в компрессор. Это уплотнение состоит из двух упругих колец, установленных в ручьи шейки вала и лабиринта. В пространство между ними по каналу K подается сжатый воздух из нагнетательной полости компрессора; это устраняет разрежение, передаваемое по зазору вдоль вала из всасывающей полости компрессора, что способствует

надемному разобшению полостей опорно-упорного подшипника и компрессора. Аналогичное уплотнение, установленное на другом конце вала ротора, не допускает проникновения горячих газов в полость опорного подшипника, а также просачивания масла из подшипника к нагретым частям вала. Уплотнение состоит из двух колец и двух лабиринтов, между которыми по каналу K_1 подается сжатый воздух из нагнетательной полости компрессора. Лабиринтное уплотнение 5 препятствует утечке сжатого воздуха.

Выпускной газовый корпус 10 и газоприемный корпус 13 охлаждаются водой, которая подводится из системы охлаждения дизеля. Для уменьшения теплового воздействия отработавших газов на вал ротора и компрессорную часть агрегата в выпускном корпусе установлен теплоизоляционный кожух 6 с экраном 18. К газопри-

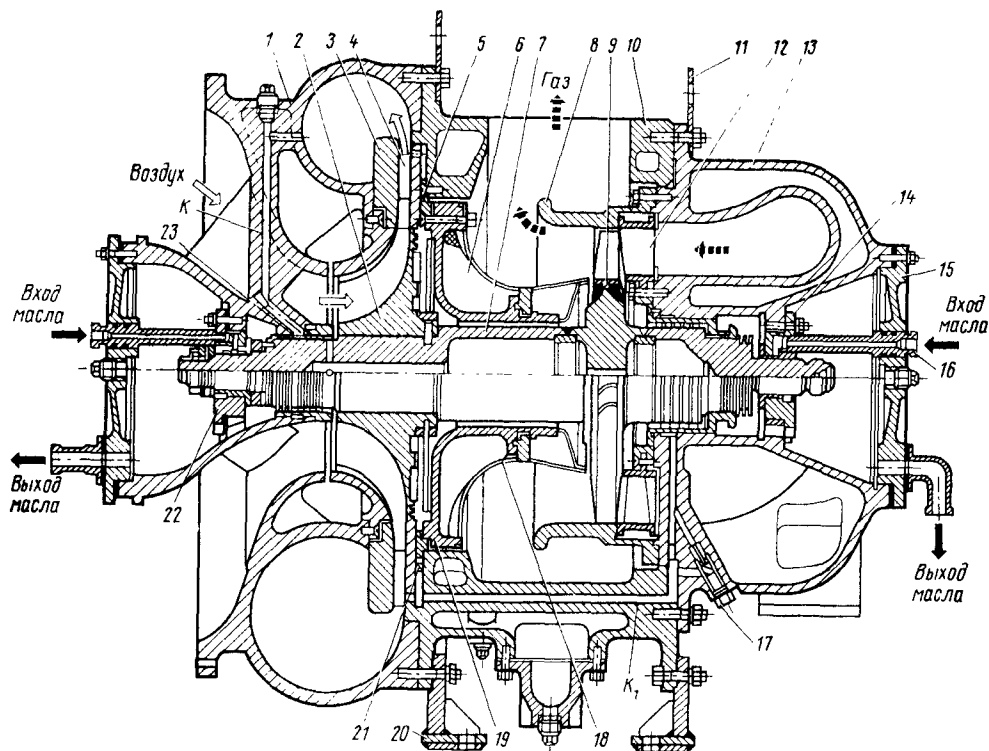


Рис. 111. Продольный разрез турбокомпрессора типа ТК:

1 — корпус компрессора; 2 — рабочее колесо компрессора; 3 — вставка; 4 — диффузор; 5 — лабиринтное уплотнение; 6 — кожух теплоизоляционный; 7 — ротор; 8 — проушина; 9 — рабочее колесо турбины; 10 — корпус выпускной; 11 — проушина; 12 — сопловой аппарат; 13 — корпус газоприемный; 14 — подшипник со стороны турбины (опорный); 15 — крышка подшипника; 16 — штуцер; 17 — дроссель; 18 — экран; 19 — кожух ротора; 20 — кронштейн; 21 — лабиринт; 22 — подшипник со стороны компрессора (опорно-упорный); 23 — лабиринтное уплотнения

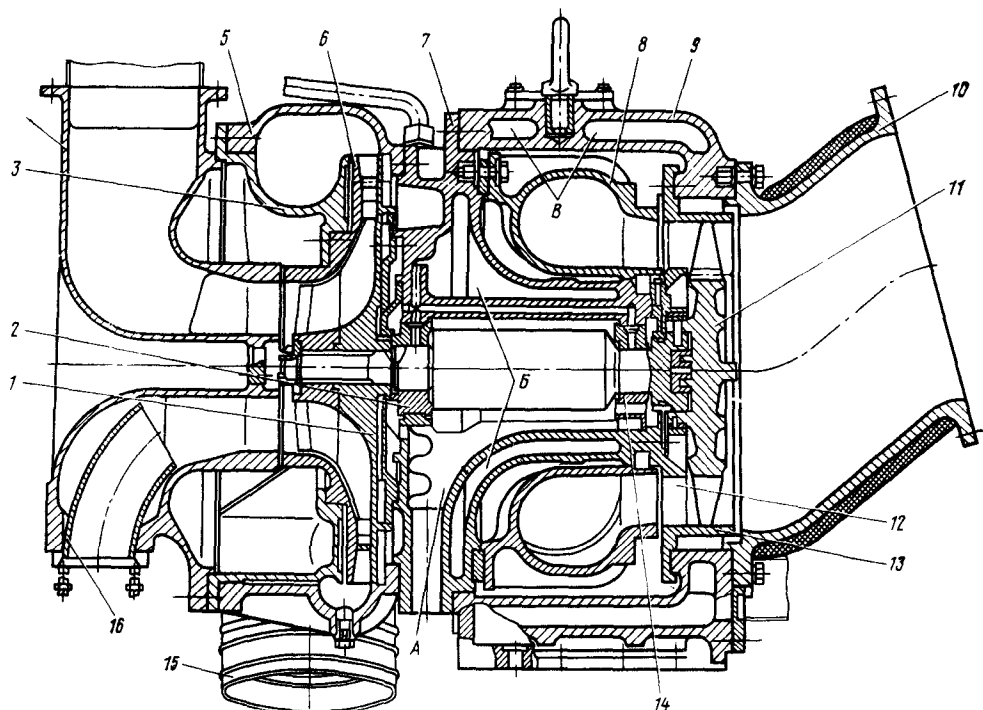


Рис. 112. Продольный разрез турбокомпрессора дизеля 2А-5Д49:

1 — колесо компрессора; 2 — опорно-упорный подшипник; 3 — проставок; 4 — входной патрубок; 5 — корпус турбины; 6 — лопаточный диффузор; 7 — корпус средний; 8 — улитка газовая; 9 — корпус турбины; 10 — патрубок выпускной; 11 — колесо турбины; 12 — сопловой аппарат; 13 — обод; 14 — опорный подшипник; 15, 16 — трубы

емному корпусу крепится кожух 8 соплового аппарата. Сопловой аппарат и колесо турбины с лопатками являются основными элементами газовой турбины. Экранированный кожух 6 образует излучательный канал для выхода газов из турбины с наименьшим сопротивлением.

Работа турбокомпрессора происходит следующим образом. Отработавшие газы из дизеля поступают в газоприемный корпус 13, а оттуда на лопатки соплового аппарата 12 и далее на лопатки рабочего колеса турбины. В сопловом аппарате скорость газа значительно возрастает, в результате чего струя газа давит на лопатки колеса турбины, заставляя его вращаться. Отработавшие газы через выпускной патрубок удаляются в атмосферу. При вращении ротора 7 вращается и рабочее колесо 2 компрессора, которое засасывает воздух через каналы, отмеченные стрелками на рисунке, сжимает его и вытесняет через диффу-

зор 4 в улитку компрессора, откуда воздух поступает в охладитель, а затем в наддувочный коллектор и далее в цилиндры дизеля. Подшипники вала ротора смазываются маслом, которое поступает из масляной системы дизеля. При работе дизеля на номинальной мощности ротор турбокомпрессора вращается с частотой 18 000—20 000 об/мин, поэтому он требует после изготовления точной динамической балансировки. Ротор имеет по концам цапфы, которыми он опирается на подшипники. Поверхность цапф закалена токами высокой частоты.

На дизеле 2А-5Д49 тепловоза ТЭП70 установлен турбокомпрессор типа 6ТК (рис. 112). Он расположен на кронштейне с переднего торца дизеля, как и турбокомпрессоры дизелей 10Д100 и ПД1М, и состоит из одноступенчатой осевой турбины, работающей за счет тепловой энергии выпускных газов дизеля, и одноступенчатого центробежного нагнетателя. Характерная

особенность этого турбокомпрессора — консольное расположение колеса 1 нагнетателя и колеса 11 турбины. Опорно-упорный 2 и опорный 14 подшипники ротора расположены между рабочими колесами 1 и 11.

Остов турбокомпрессора состоит из корпуса компрессора 5, среднего корпуса 7 и корпуса турбины 9. Правильное соосное расположение корпусов при сборке обеспечивается центрирующими буртами; корпуса соединены между собой болтами. Средний корпус служит для размещения в нем подшипников и деталей системы уплотнений, он образован верхней и нижней половинами, которые стыкуются по горизонтальной диаметральной плоскости и скрепляются друг с другом болтами. К корпусу компрессора присоединен двухзаходный патрубок 4, по которому воздух всасывается в компрессор; патрубок соединен с воздухоочистителями, установленными на боковых стенках кузова тепловоза. В патрубок 4 вмонтирована труба 16, по которой газы отсасываются из катера дизеля. Корпус компрессора 5 и проставок 3 образуют так называемую воздушную улитку, по которой сжатый воздух поступает через трубу 15 в охладитель наддувочного воздуха и далее во впускной ресивер дизеля.

Масло для смазывания трущихся поверхностей подшипников 2 и 14 поступает из масляной системы двигателя по каналам в корпусе 7. Каждый подшипник состоит из двух половин, изготовленных из бронзы ОЦС-4-4-17. На турбокомпрессорах выпуска с 1977 г. ставят подшипники с эллиптической расточкой рабочей поверхности. На опорную и упорную поверхности подшипников наносят слой прирабочного покрытия. Благодаря эксцентricности расточки подшипников при вращении ротора создаются два масляных клина, способствующих сохранению центрального положения шипа в подшипнике.

К корпусу турбины 9 прикреплены болтами обод 13 и выпускной патрубок 10. Сопловой аппарат и турбинное колесо расположены внутри обода, образуя проточную часть газовой тур-

бины. Сопловой аппарат отлит из жаропрочной стали и состоит из двух половин. Газовая двухпоточная улитка 8 присоединена болтами к среднему корпусу; к ней поступают отработавшие газы из выпускных коллекторов дизеля через жаровые трубы, вмонтированные в отверстия корпуса. Газовая улитка и жаровые трубы предохраняют алюминиевый корпус от соприкосновения с горячими газами.

В полостях Б среднего корпуса и В корпуса турбины циркулирует вода, которая подводится из системы охлаждения дизеля; это позволяет уменьшить тепловые деформации корпуса. Выпускной патрубок 15 отлит из стали и покрыт теплоизоляционным асбестовым слоем и стеклотканью. Вал ротора откован из легированной стали; он имеет две опорные шейки. Колесо 1 компрессора изготовлено из дюралюминия, посажено на шлицы вала и закреплено гайкой. Колесо 11 турбины выполнено из жаропрочной аустенитной стали, посажено на вал с натягом и зафиксировано штифтами. Рабочие лопатки газового колеса изготовлены из жаропрочного сплава и укреплены на диске турбинного колеса при помощи «елочных» замков. Для предотвращения утечек воздуха и проникновения газов в масляную полость подшипников при повышенных нагрузках или масла в воздушную и газовую полости при малых нагрузках служат лабиринтные и упругие кольца. Лабиринтные уплотнения расположены на торцевой части колеса компрессора и внутренней стороне диска турбинного колеса.

Нагнетатель второй ступени системы воздушоснабжения дизеля 10Д100. Центробежный нагнетатель второй ступени дизеля 10Д100 выполнен вместе с редуктором привода как единый агрегат (рис. 113). Он служит для подачи воздуха в цилиндры при пуске дизеля, когда турбокомпрессоры еще не работают, а также для дополнительного сжатия наддувочного воздуха после турбокомпрессоров первой ступени при работе дизеля под нагрузкой.

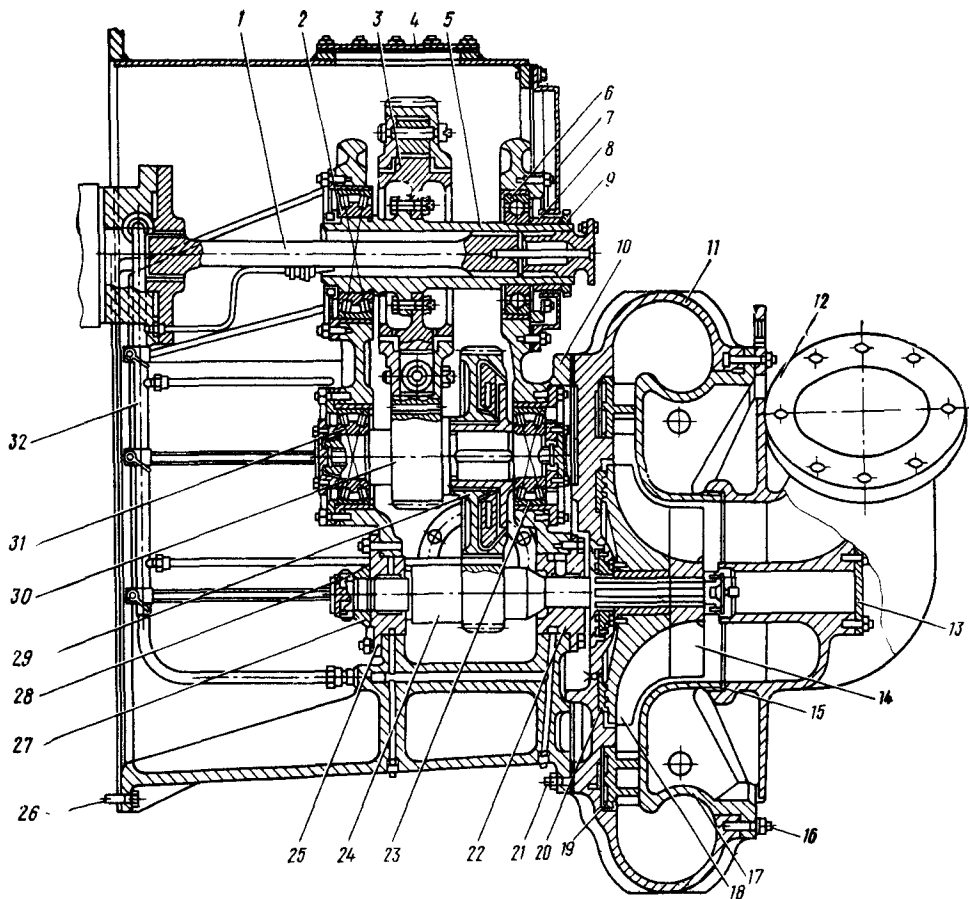


Рис. 113. Центробежный нагнетатель второй ступени с редуктором дизеля 10Д100:

1 — торсионный вал; 2, 23, 31 — роликовые подшипники; 3 — шестерня с упругой муфтой; 4, 7, 13 — крышки; 5 — втулка полая; 6 — шариковый подшипник; 8 — втулка с маслосбрасывающей резьбой; 9, 28 — гайки; 10 — корпус редуктора; 11 — корпус нагнетателя; 12 — патрубок подводящий; 14 — направляющий аппарат вращающийся; 15 — кольцо уплотнительное; 16, 21 — шпильки; 17 — крышка корпуса нагнетателя; 18 — колесо нагнетателя рабочее; 19 — диффузор; 20 — лабиринтное уплотнение; 22 — опорный подшипник; 24 — вал рабочего колеса нагнетателя; 25 — опорно-упорный подшипник; 26 — болт; 27 — пята; 29 — шестерня с центробежной муфтой; 30 — шестерня промежуточная с валом; 32 — трубопровод масла

Центробежный нагнетатель приводится во вращение от верхнего коленчатого вала дизеля. Редуктор, смонтированный в алюминиевом корпусе 10, — двухступенчатый, повышающий, состоит из двух пар цилиндрических шестерен с общим передаточным отношением 10, следовательно, при работе дизеля на номинальном режиме воздушное колесо нагнетателя вращается с частотой 8500 об/мин. Весь агрегат (редуктор с нагнетателем) крепится болтами к торцу блока дизеля над тяговым генератором. Корпуса редуктора и нагнетателя соединены шпильками 21. На тыльной стороне

рабочего колеса нагнетателя выполнено лабиринтное уплотнение 20, препятствующее пропуску сжатого воздуха из нагнетательной полости компрессора в корпус редуктора и попаданию масла из редуктора в нагнетатель. Вращающий момент от верхнего вала дизеля передается через торсионный вал 1, полую втулку 5, шестерню с упругой муфтой 3, промежуточную шестерню 30, шестерню 29 с центробежной муфтой на вал 24 рабочего колеса нагнетателя. Стальной торсионный вал 1 левым шлицевым концом входит в шлицы фланца, соединенного с концом коленчатого вала. Другим (правым)

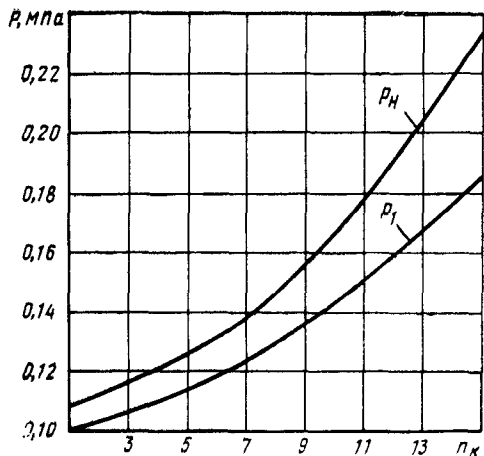


Рис. 114. Изменение давления воздуха после турбокомпрессоров p_T и после центробежного нагнетателя p_H в зависимости от положения рукоятки контроллера машиниста n_k при работе под нагрузкой (дизель 10Д100)

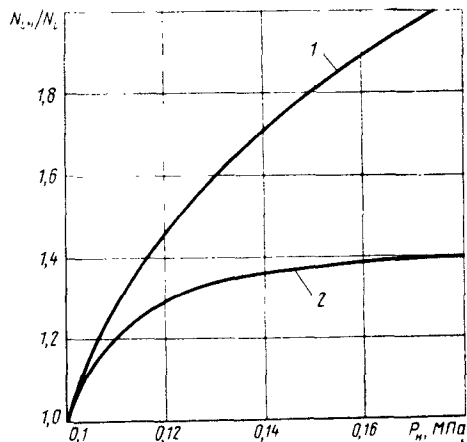


Рис. 115. Изменение мощности дизеля в зависимости от давления наддува:

1 — при охлаждении наддувочного воздуха; 2 — без охлаждения воздуха; N_{in} , N_e — индикаторная мощность двигателя с наддувом и без наддува

шлицевым кольцом он входит во внутренние шлицы полой втулки 5. В средней части втулки 5 имеется фланец, к которому крепится венцом упругой шестерни 3. Полая втулка с левой стороны опирается на роликовый подшипник 2, а с правой — на шариковый 6. Вал промежуточной шестерни 30 уложен на роликовые сферические подшипники 23 и 31, а вал 24 рабочего колеса нагнетателя опирается на упорно-опорный бронзовый с баббитовой заливкой подшипник 25 и опорный подшипник 22. Воздушное колесо нагнетателя изготовлено из алюминиевого сплава. Оно посажено консольно на шлицевой хвостовик вала 24 и закреплено гайкой. Вал рабочего колеса выполнен за одно целое с цилиндрической шестерней. Улиточная часть корпуса нагнетателя соединена с охладителем наддувочного воздуха. При работе дизеля воздух от турбокомпрессоров по воздушным трубопроводам, расположенным в верхней части дизеля по обеим его сторонам, поступает через двухзаходный патрубок 12 во вращающийся направляющий аппарат 14 и далее на лопатки рабочего колеса 18, в диффузор 19, периферийную часть корпуса нагнетателя (двухспиральную улитку), а затем в охладитель наддувочного воздуха.

Масло для смазывания шестерен и всех трущихся деталей редуктора и нагнетателя подается из верхнего масляного коллектора дизеля по трубопроводу 32 и далее по подсоединенным к нему разводящим трубкам к подшипникам и шестерням.

Графические зависимости давления воздуха после турбокомпрессоров и после центробежного нагнетателя дизеля 10Д100 от положения рукоятки контроллера машиниста при работе двигателя под нагрузкой приведены на рис 114.

Воздухоохладитель. Для увеличения воздушного заряда цилиндров и, следовательно, повышения мощности дизеля воздух, нагревшийся в процессе сжатия его в агрегатах наддува, необходимо охладить. При этом возрастает плотность воздуха и, следовательно, количество поступившего в цилиндры воздуха увеличивается. Это позволяет при том же коэффициенте избытка воздуха ввести в цилиндр через форсунку большее количество топлива и таким образом получить большую мощность при тех же практически массовых и габаритных размерах двигателя. Влияние охлаждения наддувочного воздуха на прирост мощности двигателя характеризуется кривыми на рис. 115.

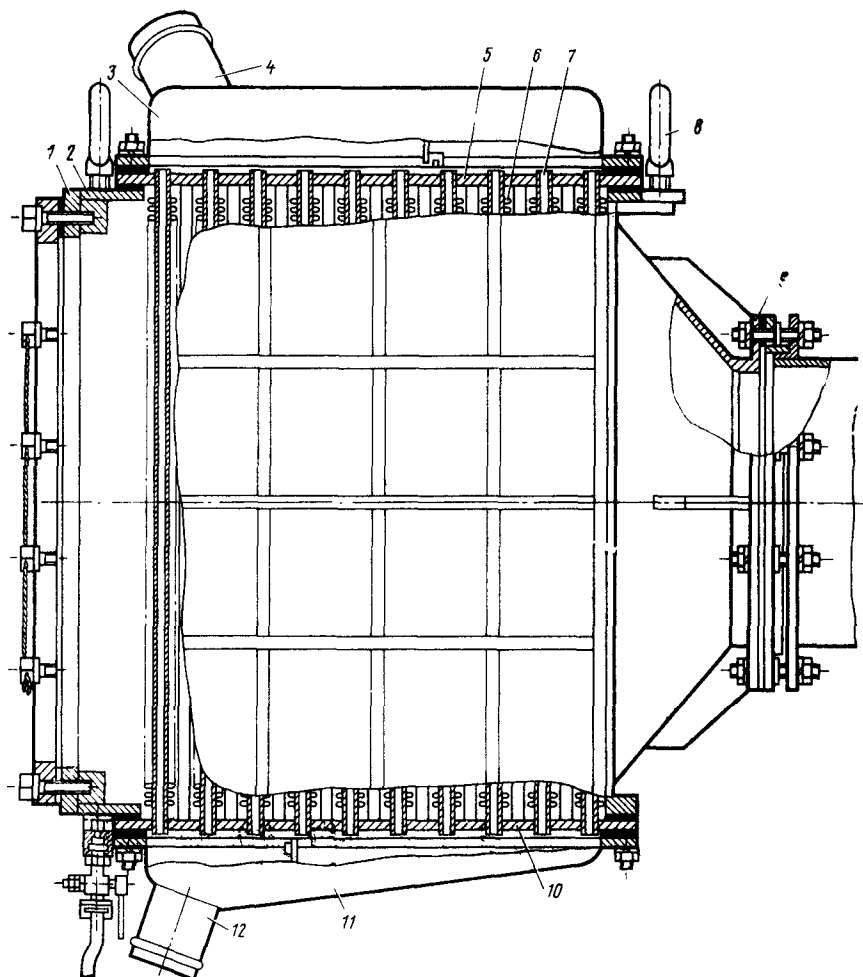


Рис. 116. Воздухоохладитель дизеля 10Д100:

1 — фланец привалочный; 2 — корпус; 3 — крышка верхняя; 4 — патрубок отвода охлаждающей воды; 5 — верхняя трубная доска; 6 — охлаждающая проволочная спираль; 7 — трубка охлаждающая; 8 — рым-болт; 9 — фланец; 10 — нижняя трубная доска; 11 — крышка нижняя; 12 — патрубок подвода охлаждающей воды

На дизеле 10Д100 для охлаждения наддувочного воздуха после нагнетателей перед поступлением его в наддувочные ресиверы установлены воздухоохладители. Одни укреплены на торце блока по обе стороны от редуктора центробежного нагнетателя. По конструкции воздухоохладитель представляет собой радиатор (рис. 116). В сварном корпусе 2 в шахматном порядке расположены охлаждающие трубки 7, которые концами заделаны в нижней 10 и верхней 5 трубных досках. Доски притянуты к корпусу шпильками с упорными буртами, одновременно служащими для крепле-

ния крышек 3 и 11. Внутри стальных сварных крышек имеются ребра жесткости и перегородки с уплотнительными резиновыми прокладками, которые обеспечивают трехходовую циркуляцию воды. Вода циркулирует по трубкам, воздух омывает трубки снаружи. Для увеличения охлаждающей поверхности к трубкам 7 припаяна проволочная спираль (оребрение) 6. Вода из системы подводится к патрубку 12 нижней крышки, совершает три хода (вверх, вниз и снова вверх) по медным трубкам воздухоохладителя и далее через патрубок 4 в верхней крышке направляется к радиаторам тепло-

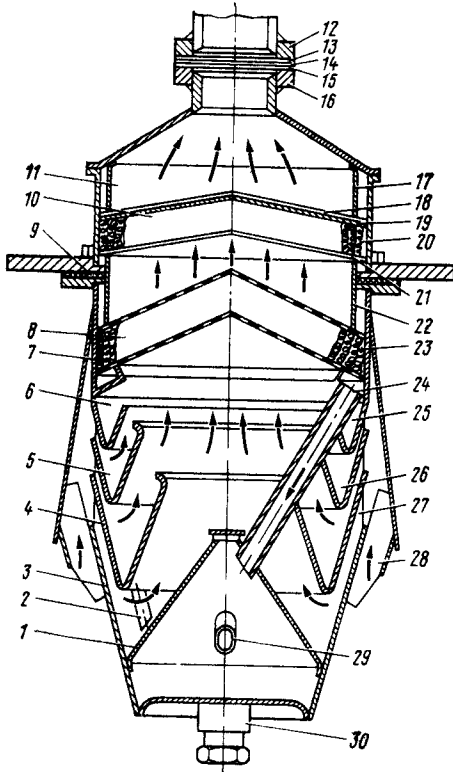


Рис. 117. Маслоотделитель:

1 — конус, 2, 24, 29, 30 — трубки слива; 3 — конус сборный; 4 — конус нижний; 5 — конус средний; 6 — конус верхний; 7 — корпус; 8 — кассета нижняя фильтрующая; 9, 13, 15 — прокладки; 10 — кассета верхняя фильтрующая; 11 — крышка; 12, 16 — фланцы; 14 — диафрагма регулировочная; 17, 22 — обечайки; 18, 21 — сетки верхняя и нижняя специальные; 19 — сетка верхняя проволочная; 20, 23 — канитель; 25, 26, 27, 28 — ребра

воза. Горячий воздух, имеющий после центробежного нагнетателя при номинальной мощности температуру порядка 120—130°C, поступает в воздухоохладитель через отверстие во фланце 9, обтекает снаружи оребренную поверхность трубок, отдает тепло протекающей по трубкам воде и охлажденный до 60—70°C направляется через окна в торце блока, к которому крепятся воздухоохладители, в воздушные ресиверы дизеля и далее в цилиндры.

Воздухоохладители других тепловозных дизелей имеют аналогичный принцип работы и различаются лишь конструктивным исполнением. Все они представляют собой водовоздушные теплообменники трубчатого типа с оребрением.

Количество тепла, отводимого от наддувочного воздуха в воздухоохладителях за 1 ч:

$$Q_{вч} = G_{вч} c_p \Delta t_{ох},$$

здесь $G_{вч}$ — подача нагнетателей дизеля, кг/ч;

c_p — удельная теплоемкость воздуха, $c_p = 1005$ Дж/(кг·°C);

$\Delta t_{ох}$ — разность температур воздуха до и после воздухоохладителей, °C; $\Delta t_{ох} = t_{н} - t_{к}$;

$t_{н}$ — температура воздуха после нагнетателей, °C;

$t_{к}$ — температура воздуха после охладителей, обычно $t_{к} = 55 \div 65$ °C.

Маслоотделитель. Во время работы дизеля необходимо удалять из внутренней полости блока взрывоопасную смесь паров масла и газов с воздухом. Это осуществляется отсосом смеси паров во всасывающие полости турбокомпрессоров, что обеспечивает непрерывную вентиляцию внутренней полости дизеля. Система отсоса (вентиляции) дизеля 10Д100 состоит из двух маслоотделителей, установленных на крышке дизеля, двух труб, соединяющих маслоотделители со всасывающими полостями турбокомпрессоров, и двух гидравлических затворов. Маслоотделители служат для очистки отсасываемых из блока паров от частиц масла с тем, чтобы оно не уносилось из картера дизеля в цилиндры. Отсасываемые газы проходят через маслоотделители, в которых улавливаются частицы масла, и очищенные по трубам проходят во всасывающие полости турбокомпрессоров. В корпусе 7 маслоотделителя (рис. 117), закрытого крышкой 11, расположены четыре конуса (верхний 6, средний 5, нижний 4 и сборный 3) и две фильтрующие кассеты с проволочной набивкой — верхняя 10 и нижняя 8. Конусы соединены между собой ребрами и образуют щели. Отсасываемые из полости блока пары поступают в маслоотделитель (см. стрелки на рис. 117) и проходят в щели между конусами. В основе работы маслоотделителя лежит принцип резкого изменения направления движения отсасываемого потока. Проходя щели между конусами, поток 2 раза круто меняет свое направление, вследствие чего капельки масла выпадают из потока и оседают на стенках конусов, откуда стекают по сливным трубкам в ниж-

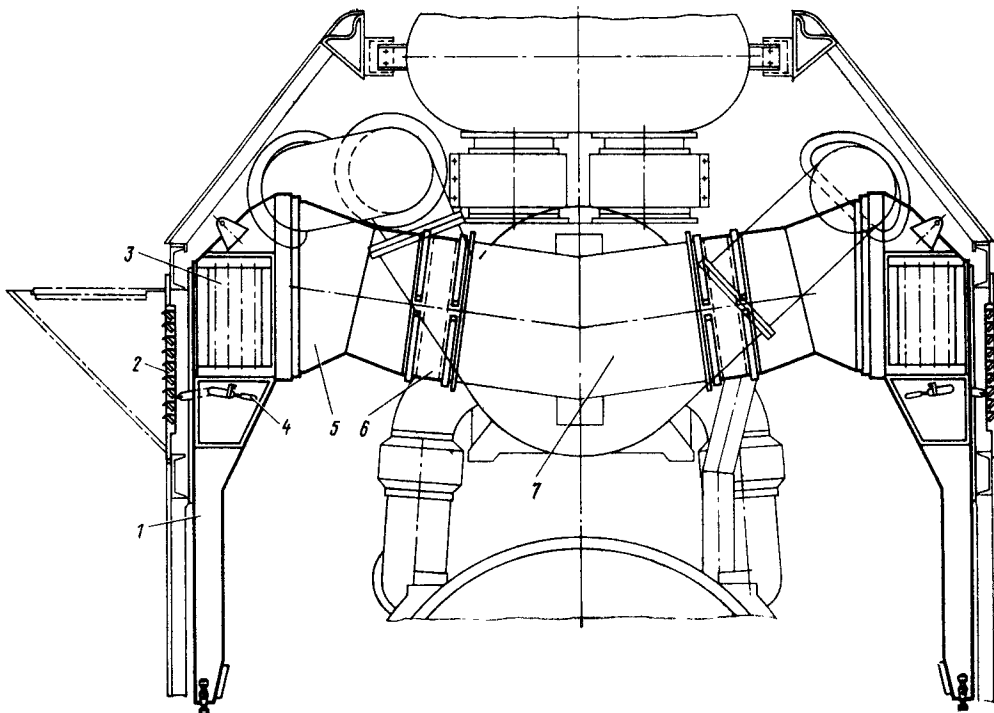


Рис. 118. Расположение воздухоочистителей на тепловозе ТЭП70:

1 — конус воздухоочистителя; 2 — жалюзи на кузове; 3 — жалюзи на корпусе воздухоочистителя; 4 — привод жалюзи; 5 — металлический патрубок; 6 — резиновый патрубок; 7 — воздушные трубопроводы

нюю сборную полость маслоотделителя, а затем через гидравлический затвор — в картер дизеля. Частично очищенный поток далее проходит через фильтрующие кассеты 8 и 10, где отделяются более мелкие частицы масла. В каждой из этих кассет между верхней и нижней сетками уложена тонкая проволока (канитель) диаметром 0,25 мм.

Во время работы дизеля необходимо следить за тем, чтобы маслоотделители работали с одинаковой интенсивностью. Разница в величине разрежений в маслоотделителях на полной мощности дизеля должна быть не более 200 Па (20 мм вод. ст.). Подрегулировка достигается подбором диафрагм и прокладок между фланцами. При исправном дизеле и нормальной работе системы отсоса во внутренней полости блока должно поддерживаться разрежение в пределах 100—600 Па (10—60 мм вод. ст.).

Воздухоочиститель. Воздух, поступающий в цилиндры тепловозного ди-

зеля, необходимо очистить от пыли и влаги. Для этого на тепловозах устанавливают специальные воздухоочистители. Тепловозные воздухоочистители должны быть компактны, должны обеспечивать малое сопротивление прохождению воздуха, высокую степень очистки, способность задерживать мелкую пыль, а также удобство и простоту обслуживания.

На тепловозах применяют различные по принципу действия и конструкции воздухоочистители: сетчатые, циклонные, набивные, маслопеночные. На большинстве тепловозов (2ТЭ10М, ТЭМ2, ТЭП70 и др.) устанавливают унифицированные самоочищающиеся маслопеночные воздухоочистители непрерывного действия, обеспечивающие высокую степень очистки и небольшое гидравлическое сопротивление прохождению воздуха. На тепловозе ТЭП70 (рис. 118) так же, как и на тепловозе 2ТЭ10В, воздухоочистители установлены в машинном помещении на правой и левой стенках кузова. В сварном

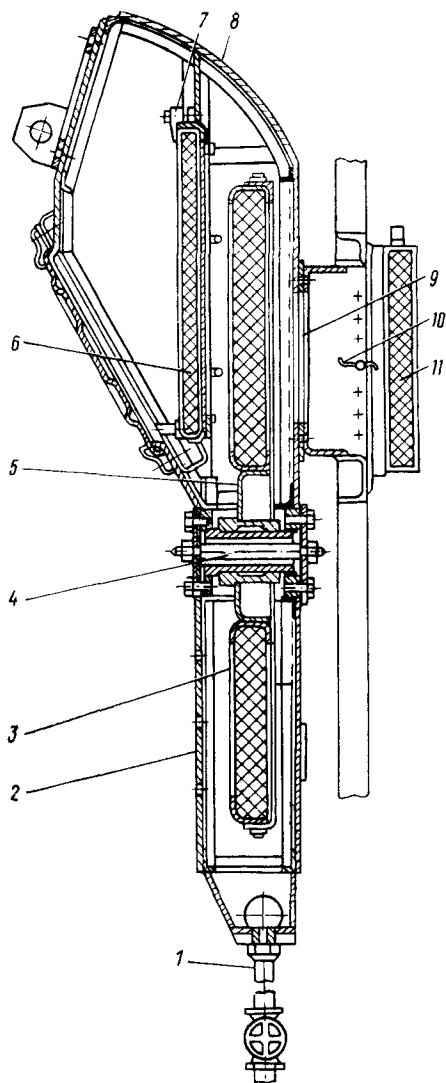


Рис. 119. Унифицированный воздухоочиститель непрерывного действия:

1 — труба сливная; 2 — корпус; 3 — кассета вращающаяся; 4 — ось; 5 — колесо; 6 — кассета неподвижная; 7 — зажим; 8 — люк для выемки колеса; 9 — проем; 10 — створки жалюзи; 11 — кассета наружная дополнительной очистки воздуха

корпусе 2 воздухоочистителя (рис. 119), обшитом металлическими листами, размещены вращающаяся 3 и неподвижные 6 фильтрующие кассеты. Первая ступень очистки — вращающаяся кассета — представляет собой сварной круглый каркас, в который помещены четыре секторообразных съемных фильтра (секции), изготовленные из стальной тканой сетки с различным диаметром проволоки и

размером ячеек. Во время работы кассета вместе с секциями вращается вокруг оси 4 и секции по очереди устанавливаются против проема в стенке кузова, через который забирается воздух из окружающей среды; в этом проеме установлены створки жалюзи 10. В нижней части воздухоочистителя имеется масляная ванна, в которую при работе тепловоза по очереди погружаются фильтрующие секции. При этом загрязненная секция промывается и одновременно покрывается масляной пленкой, а пыль оседает в масляной ванне; после выхода секций из ванны лишнее масло стекает вниз. Когда очищенная секция при вращении кассеты 3 поднимется вверх и установится против проема в стенке кузова, она начнет выполнять роль воздушного фильтра: через нее проходит поток запыленного воздуха, засасываемого турбокомпрессорами. Кассета 3 с фильтрующими секциями при работе дизеля непрерывно поворачивается и процесс замены фильтрующих элементов и дальнейшей очистки их в масляной ванне все время повторяется.

Фильтрующие секции набраны из металлических проволочных сеток, заключенных в стальную рамку. Секции вращающейся кассеты состоят из 14 сеточных слоев с размером ячейки $3,2 \times 3,2$ мм; их укладывают со смещением через одну, чтобы уменьшить площадь проходного сечения в направлении потока воздуха и повысить эффективность процесса очистки. Неподвижные фильтрующие кассеты 6 также набраны из проволочных сеток (18 слоев) с размером ячеек $1,6 \times 1,6$ мм. Проходя последовательно через извилистые каналы набора сеток всех ступеней очистки, воздух изменяет направление движения, а частицы пыли сталкиваются с проволочками фильтрующих сеток, которые покрыты слоем масла. Попавшие на проволочки частицы пыли задерживаются масляной пленкой, и таким образом совершается процесс очистки воздуха. По ободу колеса вращающейся кассеты приварена металлическая зубчатая лента. Вращение кассеты позволяет значительно повысить пылеемкость очиститель-

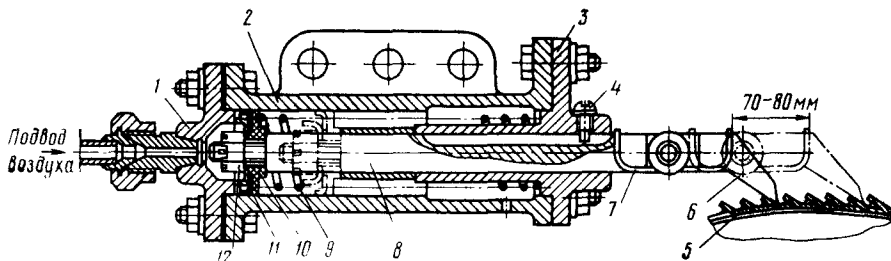


Рис. 120. Механизм привода вращающейся кассеты воздухоочистителя:

1 — крышка передняя; 2 — корпус; 3 — крышка задняя; 4 — штифт; 5 — колесо воздухоочистителя с зубчатой рейкой; 6 — упор; 7, 9 — пружины; 8 — шток; 10 — поршень; 11 — манжета; 12 — гайка

теля, практически не влияя на его гидравлическое сопротивление.

Для заливки масла в ванну предусмотрена специальная заправочная горловина, а для спуска масла и конденсата — сливная труба 1 с краном. Скопившуюся на дне масляной ванны грязь удаляют через люк в нижней части воздухоочистителя во время его очистки и промывки. В период эксплуатации необходимо контролировать уровень масла в корпусе воздухоочистителя по маслоуказателю. Нормально уровень масла должен находиться примерно на середине маслоуказателя. Летом воздухоочистители заполняют дизельным маслом, а в холодное время года (при понижении температуры воздуха ниже -5°C) — смесью 75 % дизельного масла и 25 % дизельного топлива. На некоторых тепловозах ТЭП70 и 2ТЭ116 фильтрующие элементы неподвижных кассет состоят из пенополиуретановых промасленных пакетов, вставленных в алюминиевую рамку между двумя металлическими сетками. В случае пылевых бурь для дополнительной очистки воздуха на тепловозах 2ТЭ10В предусмотрена установка наружных сетчатых кассет 11.

Вращающаяся подвижная кассета поворачивается с частотой примерно 1 об/ч. Для ее вращения применен пневматический привод шагового типа (рис. 120). Воздух к приводу подводится от регулятора давления тормозного компрессора через отверстие в крышке 1. Подача воздуха происходит периодически в моменты, когда регулятор отключает компрессор, при этом поступивший в пневмоцилиндр сжатый воздух давит на поршень и

перемещает его вместе со штоком 8 вправо. Упор, установленный на конце штока, воздействует на храповую зубчатую ленту, приваренную к ободу каркаса вращающейся кассеты, и колесо поворачивается. При последующем срабатывании регулятора давления воздух из цилиндра удаляется в атмосферу и поршень со штоком под действием пружины 9 возвращается в исходное положение. От поворачивания в обратном направлении колесо удерживается упором, который установлен на другой стороне колеса (на рисунке не показан). За один ход штока привода, т. е. за один цикл срабатывания регулятора давления вращающаяся кассета поворачивается на 70—80 мм по окружности.

Створки жалюзи в проеме стенки кузова (см. рис. 119) имеют ручной привод из машинного помещения. В теплое время года жалюзи должны быть открыты, и воздух поступает из окружающей среды. При снегопадах, во время дождя и пыльных бурь, а также при температуре наружного воздуха ниже $+5^{\circ}\text{C}$ необходимо перейти на забор воздуха из дизельного помещения. Для этого нужно открыть боковые дверки на корпусе воздухоочистителя, а затем закрыть жалюзи. Привод жалюзи заблокирован с боковыми дверками так, что работа с закрытыми одновременно жалюзи и дверками исключается. Забор воздуха из дизельного помещения допускается также при длительных стоянках тепловоза. При заборе воздуха из кузова тепловоза он очищается только в неподвижных фильтрующих кассетах. После воздухоочистителей воздух по

патрубкам и далее по прорезиненным компенсирующим устройствам поступает к всасывающим каналам турбокомпрессоров дизеля.

Эффективность очистки воздуха в воздухоочистителях оценивается отношением количества пропущенной пыли к общему количеству пыли, поступившей в очиститель с воздухом. Для

маслопленочных воздухоочистителей непрерывного действия этот коэффициент составляет 1,5—2 %. Аэродинамическое сопротивление такого воздухоочистителя примерно 800 Па (80 мм вод. ст.); размеры механических частиц, пропускаемых этими воздухоочистителями к турбокомпрессорам, не превышают 1 мкм.

Глава XIV. СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЕЙ

41. Топливные системы

Топливные системы тепловозов служат для бесперебойной подачи очищенного топлива к топливным насосам высокого давления в течение времени, определенного его запасом на тепловозе. Принципиально топливные

системы различных тепловозов идентичны, т. е. в своем составе имеют одинаковые по назначению элементы: топливный бак, трубопроводы, фильтры грубой и тонкой очистки топлива, топливopодкачивающий насос, топливopодогреватель, предохранительные и

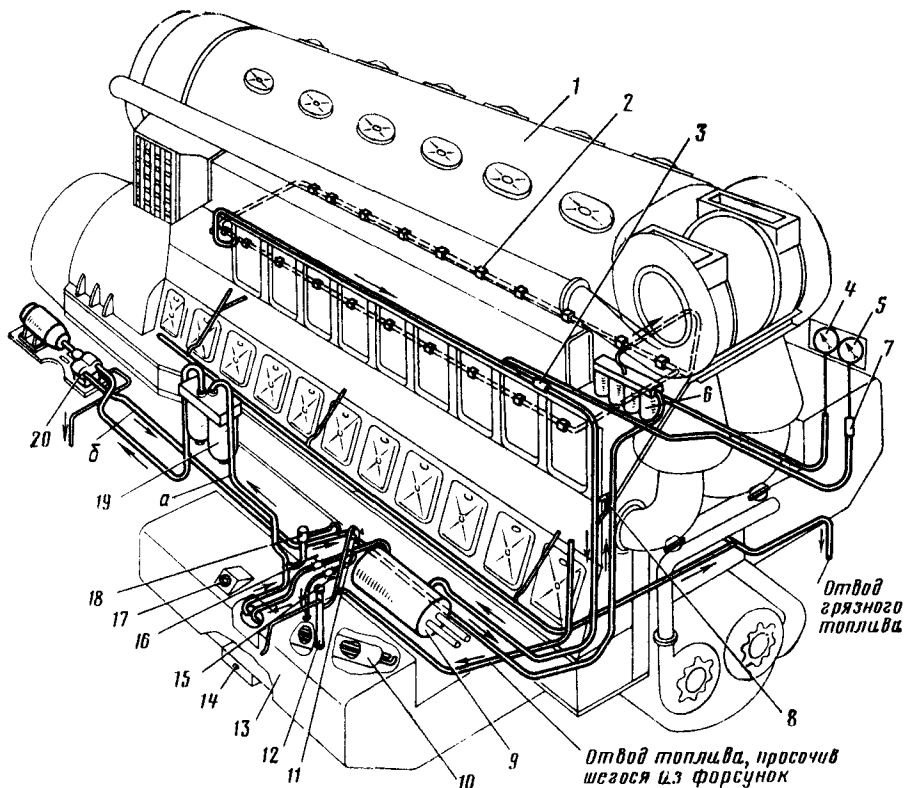


Рис. 121. Схема топливной системы дизеля ЮД100:

1 - дизель; 2 - коллектор топливный; 3 - клапан перепускной; 4, 5 - манометры давления топлива до и после фильтра тонкой очистки; 6 - фильтр тонкой очистки; 7 - демпфер; 8 - клапан предохранительный; 9 - подогреватель топлива; 10 - заборное устройство; 11 - вентиль для выпуска воздуха из системы; 12 - щуп; 13 - бак топливный; 14 - пробка и клапан для слива отстоя; 15, 16 - вентили; 17 - горловина; 18 - клапан аварийного питания; 19 - фильтр грубой очистки; 20 - топливopодкачивающий насос

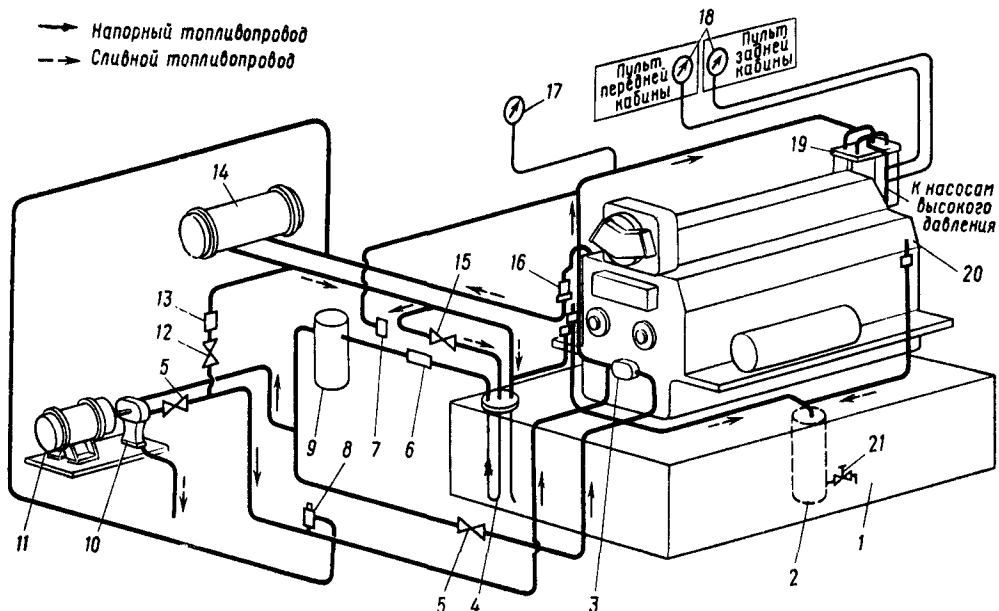


Рис. 122. Схема топливной системы дизеля 5Д49:

1 — топливный бак; 2 — грязесборник; 3 — насос топливный основной; 4 — заборное устройство; 5 — клапан невозвратный; 6 — гибкий рукав; 7 — клапан аварийного питания; 8 — клапан предохранительный; 9 — фильтр грубой очистки; 10 — топливоподкачивающий насос; 11 — электродвигатель; 12, 15 — вентили; 13 — фонарик; 14 — подогреватель топлива; 16 — клапан; 17 — манометр для измерения давления до фильтра тонкой очистки; 18 — электроманометры (давление после фильтра тонкой очистки); 19 — четырехсекционный фильтр тонкой очистки; 20 — дизель; 21 — край сливной

невозвратные клапаны, вентили и манометры.

Дизель 10Д100. Топливо (рис. 121) подается в систему из топливного бака подкачивающим насосом 20. При этом оно проходит заборное устройство 10, фильтры грубой очистки 19, фильтры тонкой очистки 6 и по топливопроводам подводится к топливным насосам высокого давления. Подача насоса топливной системы обычно более чем в 2 раза превышает максимально необходимую для работы дизеля на полной мощности. Это обеспечивает интенсивную циркуляцию топлива в баке и его разогрев. Избыток топлива через перепускной клапан 3 сливается в подогреватель 9. Для предохранения насоса от перегрузок перед фильтром установлен предохранительный клапан, отрегулированный на давление 0,3—0,35 МПа (3—3,5 кгс/см²) и через который избыток топлива сливается в топливоподогреватель и далее в бак. Давление топлива в топливном коллекторе после фильтров тонкой очистки колеблется в пределах

0,1—0,25 МПа (1—2,5 кгс/см²). Для измерения давления топлива до фильтров и после фильтров применяются манометры 4 и 5. Для гашения пульсации давления топлива и защиты манометра 5 от повреждения перед ним установлен демпфер 7 в виде шайбы с дросселирующим отверстием диаметром 0,4 мм. По разности показаний манометров 4 и 5 можно судить о степени загрязненности фильтров 6: больше разность показаний, больше степень загрязненности фильтров. Для выпуска воздуха и эмульсии из системы на нагнетательной трубе имеется вентиль 11. Грязное топливо из лотка дизеля сливается по трубе в грязеотстойник, а просочившееся из форсунок — обратно в топливный бак. В топливоподогревателе 9 топливо подогревается горячей водой из системы охлаждения дизеля. Если нет необходимости в подогреве топлива, топливоподогреватель может быть отключен.

При выходе из строя топливоподкачивающего насоса система переводится на аварийный режим, при кото-

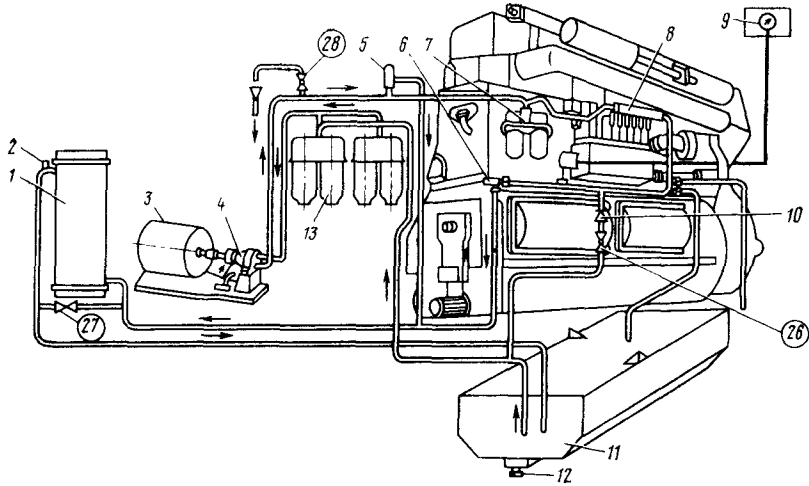


Рис. 123. Схема топливной системы дизеля ПД1М:

1 — топливоподогреватель; 2 — пробка; 3 — электродвигатель; 4 — топливоподкачивающий насос; 5 — разгрузочный клапан; 6 — клапан; 7 — фильтр тонкой очистки; 8 — топливный коллектор; 9 — электромагнетометр; 10 — обратный шариковый клапан; 11 — бак топливный; 12 — клапан слива топлива из отстойника; 13 — фильтры грубой очистки топлива; 26, 28 — краны; 27 — вентиль (цифры в кружочках обозначают номера, выбитые на бирках кранов и вентиля)

ром топливо, минуя фильтры грубой очистки, через клапан 18 аварийного питания поступает к фильтрам тонкой очистки и далее в топливные коллекторы. Подъем топлива к топливным насосам в этом случае происходит в результате разрежения в топливопроводе, создаваемого плунжерами насосов высокого давления. Под действием атмосферного давления топливо из бака поднимается к клапану аварийного питания, приподнимает шарик клапана и поступает в топливные коллекторы. При работе на аварийной системе дизель может развить мощность не более $\frac{2}{3}$ номинальной.

Дизель типа 5Д49. Дизель (рис. 122) имеет два топливных насоса: один топливоподкачивающий 10, работающий только во время пуска дизеля, и другой основной 3 с приводом от дизеля. При выходе из строя основного насоса топливоподкачивающий включается тумблером, расположенным в аппаратной камере, на постоянный режим работы. В случае выхода из строя обоих насосов, подача топлива в топливные коллекторы осуществляется через клапан 7 аварийного питания за счет разрежения в топливопроводе, создаваемого плунжерами насосов высокого давления.

Для поддержания необходимого давления топлива перед насосами высокого давления на сливном топливопроводе установлен подпорный клапан 16, отрегулированный на давление 0,11—0,13 МПа (1,1—1,3 кгс/см²). Система имеет также возможность перепускать избыток топлива из напорного топливопровода в сливную через предохранительный клапан 8, отрегулированный на давление 0,3 МПа.

Слив грязного топлива с полок блока производится в грязесборник 2, расположенный в топливном баке 1 с правой стороны. Воздух из системы выпускают через вентиль 12. Наблюдение за выходом воздуха осуществляется через фонарик 13.

Дизель ПД1М. Дизель (рис. 123) имеет два фильтра грубой очистки 13 и двухсекционный фильтр тонкой очистки 7. Перед фильтром тонкой очистки установлен разгрузочный клапан 5, защищающий топливоподкачивающий насос 4 от перегрузки. Избыточное топливо из коллектора 8 через клапан 6, отрегулированный на давление 0,25 МПа, отводится в топливоподогреватель 1, а из него в топливный бак 11.

При работе топливоподогревателя вентиль 27 должен быть закрыт. При

работе летом горячая вода не проходит через подогреватель и топливо проходит по нему не подогреваясь. При аварийной системе питания дизеля топливом кран 26 открывают и топливо через обратный шариковый клапан 10 подается благодаря разрежению к плунжерам топливных насосов высокого давления. Просочившееся топливо из форсунок стекает в капельницы, а затем в сливную коробку, куда также стекает топливо из топливных насосов, и оттуда в топливный бак. Выпуск воздуха из системы осуществляется через кран 28.

Элементы топливных систем. Топливные баки. Баки представляют собой сваренные из стальных листов резервуары, усиленные внутри перегородками. Усиливающие перегородки в баке дают возможность гасить энергию колебаний топлива, возникающих при резких изменениях скорости движения тепловоза. С обеих сторон бака имеются заправочные горловины с фильтрующими сетками. Под днищем баков расположен отстойник, в котором скапливаются тяжелые осадки топлива. Для слива топлива внизу отстойника имеется пробка или кран. На верхней поверхности бака имеются одна или две вентиляционные трубы, позволяющие избежать изменений давления в баке при заправке и при расходовании топлива.

Количество топлива в баке измеряют с помощью градуированных топливомерных реек, расположенных с обеих сторон бака. На тепловозе ТЭП70 установлен дистанционный указатель уровня топлива в баке, выведенный в дизельное помещение. Его шкала имеет деления через каждые 100 л. Схема дистанционного указателя представлена на рис. 124. Он состоит из закрытого резервуара 4 и открытой измерительной трубки 6 с линейной шкалой 5. Труба 2 соединена тройником с двумя ответвлениями, открытые концы которых находятся: один a — в воздушном пространстве резервуара 4, заполненного топливом, а другой b — близ дна топливного бака 7. К трубе 2 подводится сжатый

воздух из тормозной магистрали через редукционный клапан и кран 3.

Согласно положениям гидростатики давление топлива у конца b трубы равно сумме атмосферного давления p_a и избыточного давления $p_{из}$, равному произведению плотности γ на высоту столба жидкости h . Давление поданного через редукционный клапан воздуха заведомо выше давления топлива у устья трубы при максимальном уровне топлива в баке. Поэтому поданный в трубу воздух вытеснит из нее топливо и будет выходить (сравливаясь) через толщу массы топлива в баке в атмосферу. По мере ухода воздуха его давление выравнивается с давлением топлива, и истечение воздуха из трубы 1 прекратится. Оставшийся воздух, замкнутый в объемах труб 1, 2 и резервуара 4, будет оказывать давление на топливо в резервуаре, вытесняя его в топливомерную трубку 6. Так как трубка 6, как и пространство над топливом в баке, сообщается с атмосферой, то высота подъема топлива в трубке будет соответ-

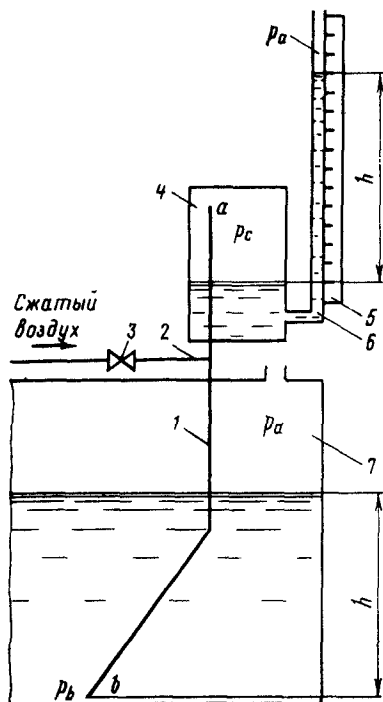


Рис. 124. Схема дистанционного указателя уровня топлива в баке:

1, 2 — трубы; 3 — кран; 4 — резервуар; 5 — шкала; 6 — топливомерная трубка; 7 — топливный бак; a, b — концы трубок

вывать высоте h уровня топлива в баке. Это позволяет градуировать шкалу 5 непосредственно в единицах объема. По мере расхода топлива его уровень понижается, соответственно понизится и давление в устье трубы 1 (у ее конца b) и избыток воздуха «сравнится» через топливо в атмосферу до выравнивания давлений. Таким образом, будет обеспечиваться непрерывное изменение показаний топливомера по мере расхода топлива.

Следует помнить, что точность показаний топливомера будет зависеть как от уровня топлива в резервуаре 4 прибора, так и от температуры топлива. Так как топливомер находится в дизельном помещении, возможна разница между температурами топлива в резервуаре 4 и в топливном баке. Если топливо в баке значительно холоднее, чем в резервуаре 4, то вследствие большей плотности топлива в баке топливомер будет показывать завышенный уровень топлива.

На обеих сторонах топливного бака установлены топливомерные стекла, по которым можно наблюдать за уровнем топлива в баке.

Топливоподкачивающие насосы. Насосы подают топливо из бака к

насосам высокого давления, обеспечивая надежное заполнение надплунжерного их пространства. Обычно на дизелях применяют один насос шестеренного типа с приводом от электродвигателя, смонтированного на общей плите с насосом. Такие насосы имеют постоянную независимо от дизеля частоту вращения приводного вала и подачу. При независимом приводе насоса обеспечивается одинаковое при циркуляции топлива давление как в режиме холостого хода, так и в режиме полной мощности.

Шестеренный насос (помпа) состоит из корпуса 3 (рис. 125) и крышки 16 с серповидным выступом a . В крышку впрессована ось 14, на которой свободно вращается шестерня 2, входящая в зацепление с ведущей шестерней 1 с внутренними зубьями. Ведущая шестерня выполнена заодно целое с приводным валиком b , соединенным муфтой с электродвигателем постоянного тока типа П21 мощностью 0,5 кВт. Наружная цилиндрическая поверхность ведущей зубчатой шестерни шлифована к расточке корпуса, а вершины зубьев — к нижней поверхности серповидного выступа крышки насоса. Впадины между зубьями

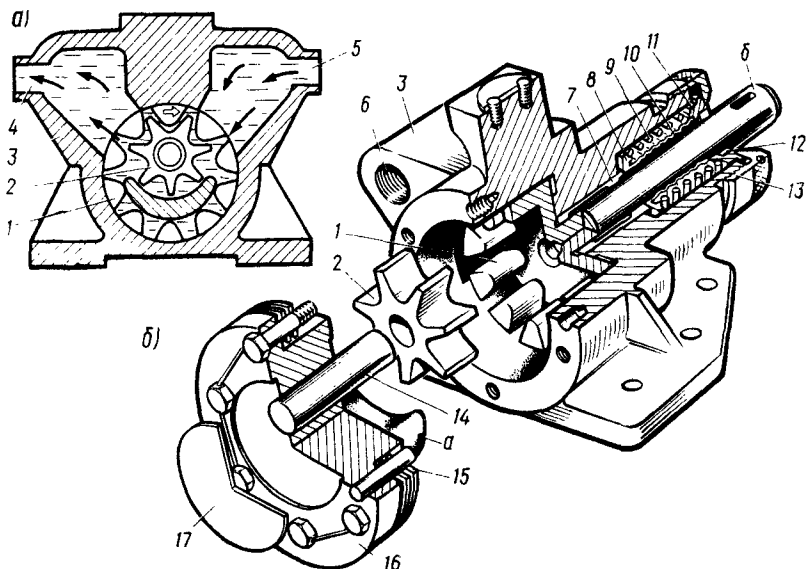


Рис. 125. Схема работы насоса (а) и устройство (б):

1 — ведущая шестерня с внутренними зубьями; 2 — ведомая шестерня; 3 — корпус; 4 — нагнетательная полость; 5 — всасывающая полость насоса; 6 — отверстие с резьбой для крепления топливоподкачивающей трубы; 7 — втулка; 8, 10, 11 — сильфонное уплотнение; 9 — пружина; 12 — уплотнительное кольцо; 13 — гайка; 14 — ось; 15 — регулировочные прокладки; 16 — крышка; 17 — заглушка; a — серповидный выступ; b — приводной валик

прорезаны с выходом на наружную поверхность.

Топливо, поступаая через штуцер в полость корпуса насоса, заполняет впадины между зубьями шестерен. При вращении шестерен топливо захватывается зубьями и двумя потоками (см. рис. 125) между зубьями шестерен, сверху и снизу серповидного выступа поступает в нагнетательную полость насоса и далее в топливопровод.

Для предотвращения утечек топлива по валику *б* на нем надето уплотнение, состоящее из двух бронзовых втулок *8, 11*, припаянных к латунной гофрированной втулке *10*. Притертым торцом втулка *8* прижата к стальной втулке *7*, напрессованной на валик *б*, пружиной *9*, зажатой между втулками *8, 11*. Втулка *11* своим коническим притертым пояском прижата к корпусу при помощи накидной гайки *13*. Допускается утечка топлива по валику не более одной капли в 1 мин.

На тепловозе ТЭП70 топливоподкачивающий насос описанного типа работает только во время пуска дизеля. При работе дизеля подачу топлива к насосам высокого давления обеспечивает шестеренный насос с наружным зацеплением, приводимый в действие от дизеля. Привод от дизеля обеспечивает зависимость подачи насоса от частоты вращения коленчатого вала.

Топливо, поступающее во всасывающую полость насоса во время его работы, захватывается шестернями и переносится в нагнетательную полость. Избыток топлива по разгрузочным канавкам в торце корпуса перетекает из впадин зубьев во всасывающую полость. При давлении топлива в нагнетательной полости выше 0,06—0,05 МПа перепускной клапан приподнимается давлением топлива и перепускает часть топлива во всасывающую полость насоса.

Фильтры топлива В топливной системе установлены фильтры: предварительной очистки (сетки заправочных горловин топливных баков), задерживающие лишь крупные частицы; грубой очистки, задерживающие частицы крупнее 50—100 мкм, и тонкой очистки, не пропускающие частицы более

4—5 мкм. Все топливные фильтры состоят из двух основных частей корпуса и фильтрующего элемента.

Фильтры грубой очистки у большинства тепловозов, в том числе у тепловозов 2ТЭ10М(В) и ТЭМ2 (рис. 126, *а*), состоят из двух цилиндрических корпусов, соединенных общей крышкой с трехходовым краном, обеспечивающим отключение любого из фильтров в случае необходимости. Фильтрующие элементы в этих фильтрах представляют собой гофрированные металлические сетки *7, 9*, на которые навита виток к витку медная проволока трапециевидного сечения. В навитом состоянии проволока своими равномерно распределенными выступами с одной стороны образует между витками фильтрующую щель размером 0,07—0,09 мм. Фильтрующие элементы разных диаметров, вставленные друг в друга и укрепленные на шпильке, образуют секцию. Каждая секция закрыта колпаком *8*, притянутым к корпусу при помощи болта и шпильки и уплотненным паронитовой прокладкой *б*. Фильтрующие элементы секции поджаты пружиной *12*.

При прохождении топлива через фильтрующие элементы частицы механических примесей, превышающие размер щели, задерживаются на наружной поверхности стаканов. Обе фильтрующие секции работают параллельно. Направление подвода топлива указано стрелками на корпусе *5*. В более ранних конструкциях использовались фильтры грубой очистки сетчато-набивного типа, фильтрующие элементы которых представляли собой два металлических перфорированных стакана, вставленных друг в друга. Пространство между стаканами заполнялось хлопчатобумажной путанкой.

На тепловозе ТЭП70 применяются однокорпусные фильтры грубой очистки (рис. 126, *б*). Фильтр представляет собой набор чечевицеобразных сетчатых дисков (элементов) *17*, насаженных на центральный трехгранный стержень *16* и закрепленных на конце гайкой *18*. Стержень *16* ввертывается до упора в крышку *15*. Крышка с

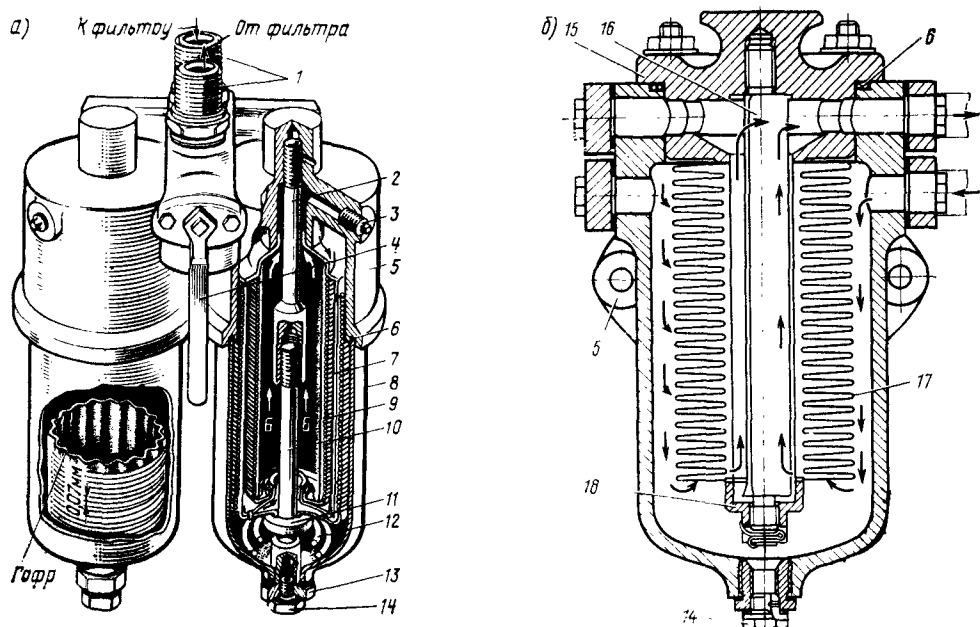


Рис. 126. Фильтры грубой очистки топлива тепловозов 2ТЭ10М(В) (а) и ТЭП70 (б):

1 — штуцера; 2 — стержень; 3, 14 — пробки; 4 — пробковый кран; 5 — корпус; 6, 13 — прокладки; 7, 9, 17 — фильтрующие элементы; 8 — колпак; 10 — шпилька; 11 — проставка; 12 — пружина; 15 — крышка; 16 — трехгранный стержень; 18 — нажимная гайка

фильтром укрепена в корпусе 5 с помощью шпилек и уплотнена резиновой прокладкой 6.

Топливо поступает через нижнее отверстие в верхней части корпуса, проходит через квадратные ячейки фильтрующих элементов со стороны квадрата 0,045 мм и, очистившись, поднимается по каналам трехгранного стержня к выходному отверстию в крышке и далее в топливопровод.

Перед коллекторами топливных насосов высокого давления установлены фильтры тонкой очистки. На дизеле 10Д100 они четырехсекционные, а на дизелях 5Д49 и ПД1М — двухсекционные. Секции фильтров объединены общим чугуном корпусом с пробковым трехходовым краном, обеспечивающим отключение по две или по одной секции. По конструкции секции фильтров у дизелей 10Д100 и ПД1М одинаковы. Фильтрующие элементы 5 установлены на стержнях 2 (рис. 127, а), ввернутых на резьбе в корпус 3. Нижняя часть стержней полая с радиальными отверстиями для прохода очищенного топлива. Сверху фильтрующие эле-

менты поджаты пружиной 7. Каждая секция фильтра закрыта колпаком 4, уплотненным прокладкой и прижатым к корпусу гайкой 8. В гайке 8 имеется пробка для выпуска воздуха из фильтра. Для слива из фильтра топлива в нижней части корпуса 3 предусмотрено отверстие 1.

В качестве фильтрующих элементов ранее применялись наборы войлочных пластин, надетых на общую трубку. Бумажные фильтрующие элементы 5 более надежны и эффективны.

Фильтр тонкой очистки топлива дизелей типа 5Д49 (рис. 127, б) состоит из бумажных или миткалевых элементов, расположенных в отдельных корпусах 11, объединенных общей крышкой 12 и уплотненных прокладкой. Каждая пара фильтрующих элементов 5 сверху и снизу уплотнена резиновыми кольцами 13, надетыми на стержень 2. Снизу элементы поджаты пружиной 7. В нижней части корпуса в гайку 8, прижимающую корпус 11 к крышке 12, ввернута пробка 1, которая через шарик 10 закрывает сливное отверстие. В крышке 12 имеются две

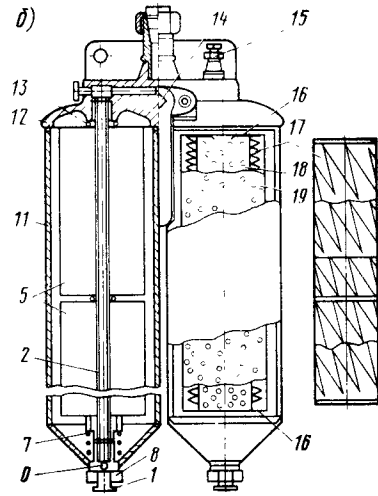
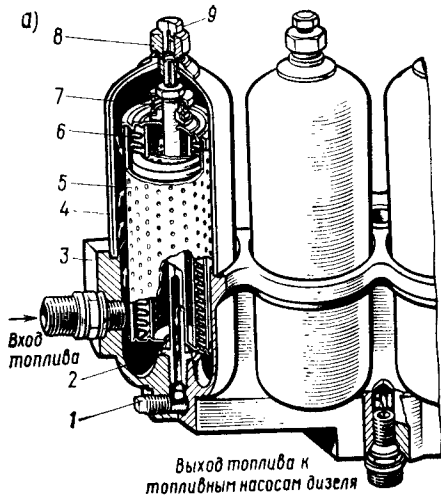


Рис. 127. Фильтры тонкой очистки топлива тепловозов 2ТЭ10В (а), ТЭП70 (б):

1, 9, 15 — пробки; 2 — стержень; 3, 11 — корпуса; 4 — колпак; 5 — фильтрующие элементы; 6, 17 — бумажные шторы; 7 — пружинна; 8 — гайка; 10 — шарик; 12 — крышка-кронштейн; 13 — кольцо резино-вое; 14 — пробковый кран; 16 — крышка; 18, 19 — перфорированные картонные цилиндры

пробки для спуска воздуха из фильтров и трехходовой кран 14 для распределения подачи топлива в обе секции. Дизель 2А-5Д49 имеет два двухсекционных фильтра, объединенных между собой трубками.

Сменный фильтрующий элемент 5 состоит из гофрированной круглой шторы 17 из двухслойной фильтровальной бумаги или миткалевой ткани, размещенной между наружным 19 и внутренним 18 перфорированными цилиндрами из картона. К наружному цилиндру 19 штора приклеена. Сверху и снизу цилиндры закрыты крышка-

ми 16. Картонные цилиндры вместе с крышками служат каркасом фильтрующего элемента.

Топливо поступает в корпуса 11 фильтров через штуцер, ввернутый в крышку 12, проходит через отверстия в наружном цилиндре, бумажную штору и отверстия во внутреннем цилиндре внутрь фильтрующих элементов и далее через отверстия в стержне 2 выходит через второй штуцер в крышке к топливным насосам высокого давления. Примеси в топливе в виде частиц размером свыше 3—5 мкм оседают на наружной поверхности бумажной што-

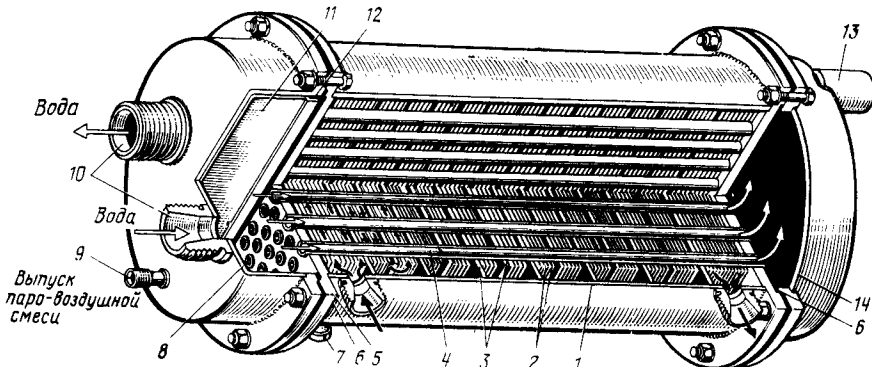


Рис. 128. Топливоподогреватель:

1 — корпус; 2 — охлаждающие пластины; 3 — перегородки; 4 — трубка; 5 — грубая доска; 6 — прокладка; 7 — штуцер для выпуска воздуха; 8, 14 — крышки; 9 — штуцер для выпуска паровоздушной смеси; 10 — штуцера подвода и отвода воды; 11 — перегородка; 12 — уплотнение; 13 — штуцер

ры. Формой бумажной шторы достигается минимальное сопротивление потоку топлива, максимальная поверхность фильтрации.

Топливоподогреватели. Для подогрева топлива в холодное время года служат топливopодогреватели (рис. 128). Они представляют собой цилиндрические резервуары, в днища которых вварены стальные трубки (88 шт. у топливopодогревателя дизеля 10Д100). С обеих сторон резервуар закрыт крышками 8, 14 со штуцерами 10 для подвода и отвода горячей воды. В трубную часть подогревателя вварены штуцера для подвода и отвода топлива. Сегментообразные перегородки 3 внутри нее обеспечивают зигзагообразное перемещение топлива при омывании горячих трубок. Для увеличения отдачи топлива от горячей воды к топливу трубки оребрены пластинами 2 из белой жести. Горячая вода проходит сначала по трубкам нижней части, а затем по трубкам верхней части, что обеспечивается перегородкой 11, уплотненной в месте соединения с трубной решеткой резиновой прокладкой 12.

42. Масляные системы

Масляная система служит для создания необходимого давления и подвода масла к трущимся деталям, отвода тепла от них, а также для удаления продуктов износа и частиц нагара, падающих между трущимися поверхностями. Масляная система состоит из внутренней и внешней. Внутренние системы смазки дизелей представляют собой совокупность каналов и трубок в деталях, обеспечивающих подвод масла ко всем механизмам деталей. Системы подвода масла к деталям у всех дизелей принципиально одинаковы. Из внутренней системы, например, дизеля ПД1М (рис. 129) насос 3 забирает масло по маслоотводящей трубе 1 из поддона дизеля и подает его во внешнюю систему.

Внешние системы обеспечивают циркуляцию, очистку и охлаждение масла, забираемого из поддона дизеля и подводимого к его масляному кол-

лектору. Внешняя масляная система содержит насосы, охладители масла, фильтры, контрольные и защитные приборы. Пройдя внешнюю систему, охлажденное и очищенное масло поступает в масляный коллектор 5 дизеля, из которого оно по каналам 2 подается к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала. От шатунных шеек коленчатого вала масло подается по каналам 8 в шатунах на охлаждение поршней и смазывание трущихся деталей цилиндропоршневой группы. Для смазывания подшипников распределительного вала масло от коллектора подводится к трубкам 7. К рычагам толкателей масло подается по трубкам 9 и далее по каналам 15 и 14 в рычагах и штангах толкателей — на смазывание рычагов механизма газораспределения. От масляного коллектора масло поступает также к шестерням привода распределительного вала (по трубке 13) и к подшипникам турбокомпрессора (по трубкам 10, 11). После смазывания деталей и сборочных единиц дизеля масло сливается в поддон дизеля 17 (маслосборник).

Внешние масляные системы дизелей 10Д100, 5Д49 и ПД1М различаются числом масляных насосов, расположением трубопроводов и фильтров, типом охладителей масла и способами соединения отдельных элементов системы.

Тепловоз 2ТЭ10В. В системе (рис. 130) установлен один масляный насос 1, обеспечивающий циркуляцию масла под давлением в основном контуре, включающем масляную ванну в картере дизеля, трубопровод, охладитель масла (водомаляный теплообменник) 10, фильтр грубой очистки 13 и масляные коллекторы дизеля с его внутренней системой. Помимо основного контура, масляная система имеет ряд дополнительных контуров: два независимых друг от друга контура тонкой очистки масла, контур прокачивания масла перед пуском дизеля, а также контур смазывания редукторов.

После масляного насоса 1 около 5—6% масла направляется к бумажным фильтрам тонкой очистки 12, откуда сливается снова в картер дизе-

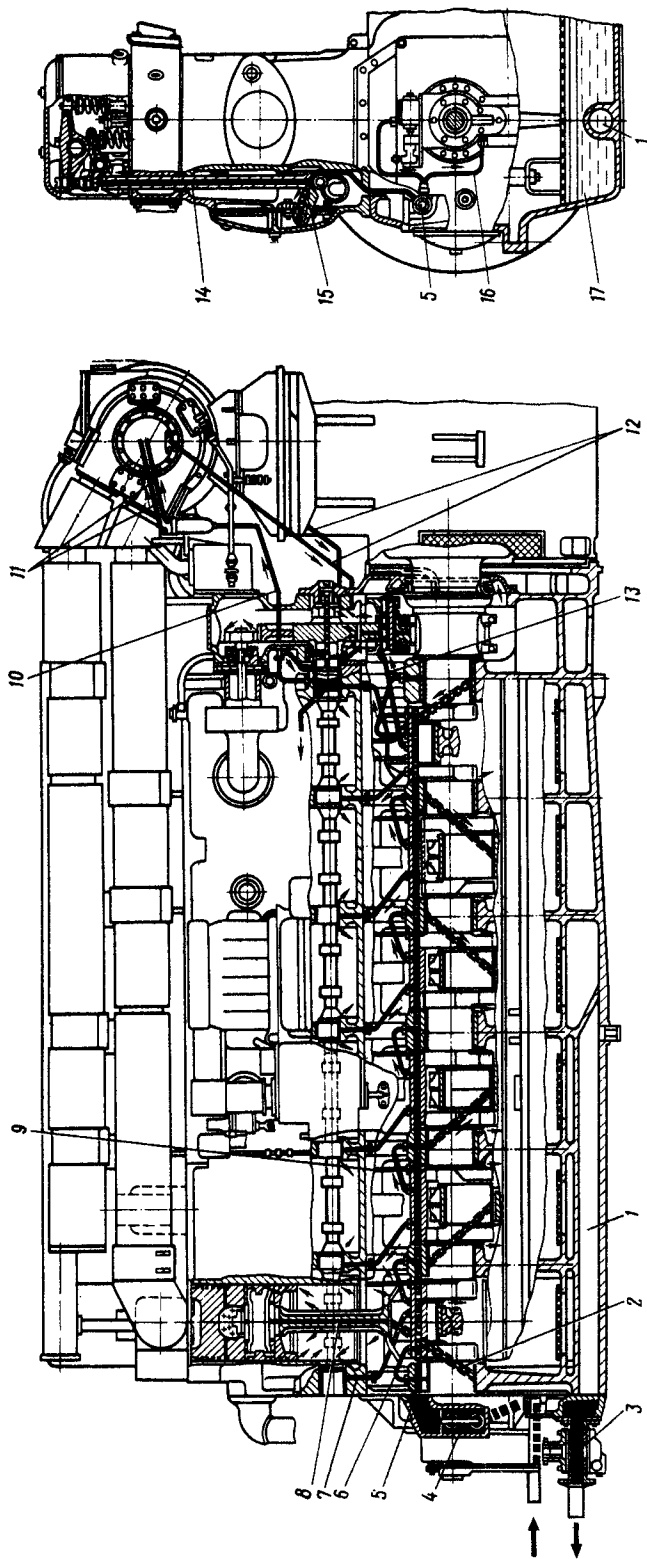


Рис. 129. Схема масляной внутренней системы дизеля ПДМ:

1 — маслоотводящий канал; 2 — канал в коленчатом валу для прохода масла к шатунным подшипникам; 3 — масляный насос; 4 — фильтр грубой очистки масла; 5 — масляный коллектор; 6 — трубка подвода масла к коренному подшипнику; 7 — трубка подвода масла к подшипнику распределительного вала; 8 — канал в шатуне; 9 — трубка подвода масла к рычагам толкателя; 10 — подвод масла к фильтру турбокомпрессора; 11 — подвод масла к подшипникам турбокомпрессора; 12 — слив масла с распределительным шестерням; 13 — подвод масла к распределительным шестерням; 14 — подвод масла к рычагам клапанов механизма газораспределения; 15 — подвод масла к рычагам толкателей; 16 — подвод масла к приводу масляного насоса; 17 — маслосборник

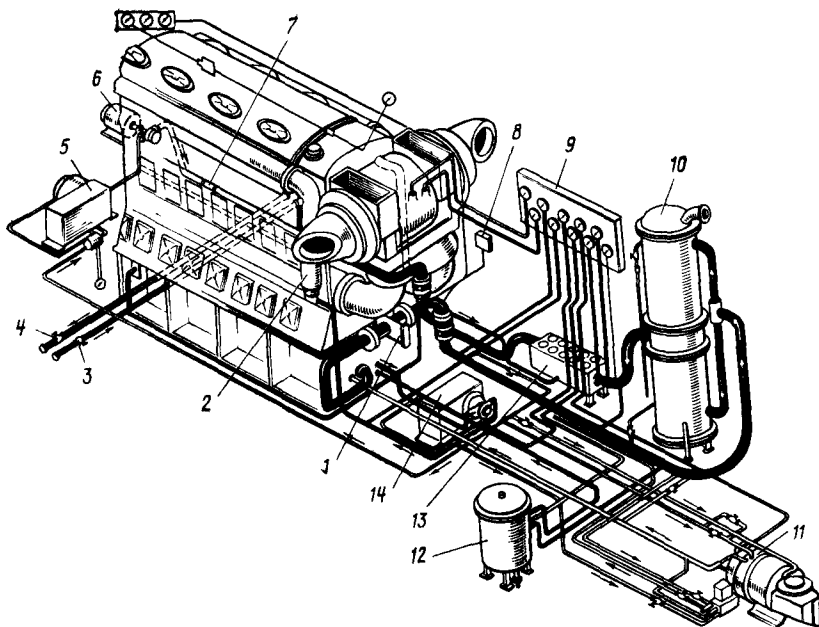


Рис. 130 Схема масляной системы тепловоза 2ТЭ10В:

1 — главный масляный насос; 2 — центробежный очиститель масла; 3 — вентиль для заправки масляной системы дизеля; 4 — вентиль для слива масла из системы, 5 — передний распределительный редуктор; 6 — маслопрокачивающий насос; 7 — невозвратный клапан, 8 — термореле; 9 — щит приборов; 10 — водо-масляный теплообменник, 11 — гидропривод вентилятора холодильника, 12 — фильтр тонкой очистки масла; 13 — фильтр грубой очистки масла. 14 — задний распределительный редуктор

ля. Так как часовая подача насоса раз в 70 превышает объем масла в дизеле, то такой доли масла, направляемой в фильтры тонкой очистки, вполне достаточно для его очистки. Кроме того, второй контур очистки — контур центробежной очистки — обеспечивает очистку еще 10% объема масла. Контур центробежной очистки включает дополнительный масляный насос, установленный в картере дизеля, и центробежный очиститель масла, после которого масло стекает обратно в картер дизеля. В картере установлен предохранительный клапан, который при достижении в картере давления масла 0,8—1,02 МПа перепускает часть масла в основной контур.

Маслопрокачивающий шестеренный насос 6, соединенный с электродвигателем, служит для прокачки масла в системе перед пуском дизеля для надежной подачи масла к его трущимся деталям, чтобы устранить задиры и уменьшить затраты мощности при пуске. Масло забирается насосом из картера дизеля и через невозвратный клапан 7 подается в фильтр грубой

очистки, откуда поступает в масляные коллекторы дизеля и далее во внутреннюю систему. Время прокачки масла 1,5 мин определяется настройкой реле времени. Для смазывания подшипников редукторов масло поступает после фильтра тонкой очистки 12 через предохранительный клапан, отрегулированный на давление 0,07—0,08 МПа.

В масляной системе дизеля установлены устройства автоматической защиты и приборы контроля. Защита дизеля от работы без масла или с пониженным его давлением осуществляется двумя реле давления. При падении давления масла в конце верхнего коллектора ниже 0,05—0,06 МПа происходит остановка дизеля в результате воздействия реле давления на цепь питания электромагнита золотника остановки регулятора; при падении давления ниже 0,11 МПа происходит сброс нагрузки в результате воздействия другого реле давления на цепь возбуждения генератора.

Температура масла контролируется термореле 8, которое устанавливается

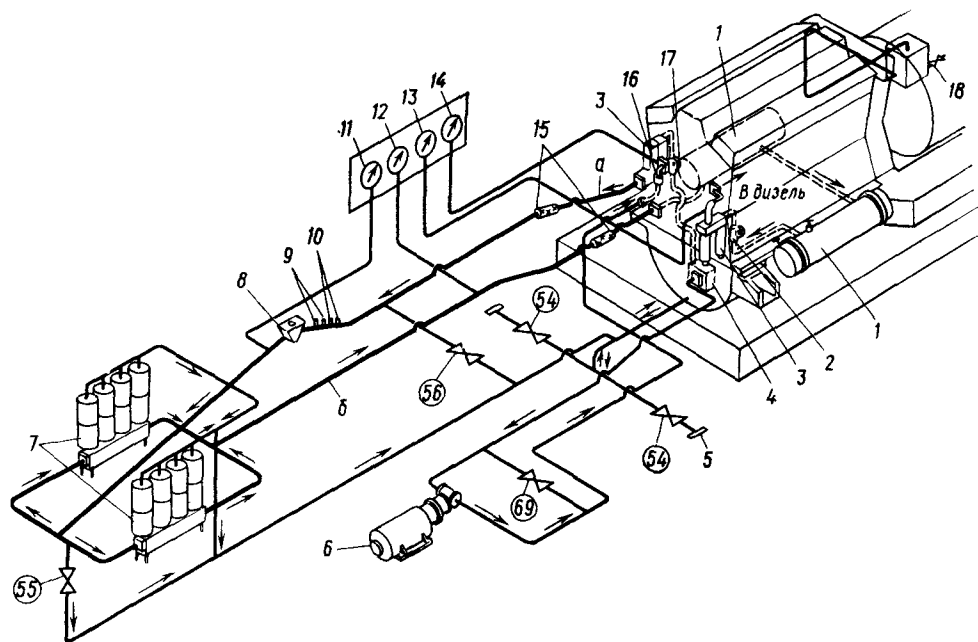


Рис 131 Схема масляной системы тепловоза ТЭП70:

1 — охладитель масла, 2 — левый масляный насос; 3 — фильтры грубой очистки масла; 4 — маслозаборник, 5 — колпачок заглушка, 6 — насос маслопрокачивающий; 7 — фильтр тонкой очистки масла; 8 — опора для терморегулятора; 9 — грибки для термореле; 10 — грибки под реле давления; 11 — манометр до фильтра тонкой очистки; 12 — манометр после фильтра тонкой очистки; 13 — манометр после фильтра грубой очистки; 14 — манометр до фильтра грубой очистки; 15 — трубопровод гибкий; 16 — клапан невозвратный, 17 — правый масляный насос, 18 — кран для слива масла из воздушного коллектора (в кружках указаны номера бирок расположенных на вентилях)

на выходе масла из дизеля Реле срабатывает при температуре масла 85°C и снимает нагрузку с дизеля.

Тепловоз ТЭП70. Масляная система (рис. 131) содержит два масляных насоса 2, 17, расположенных на переднем торце дизеля; два масляных охладителя 1; два фильтра грубой очистки 3, два полнопоточных фильтра тонкой очистки 7, маслопрокачивающий насос 6, трубопроводы, вентили и невозвратный клапан 16.

Масло из поддизельной рамы через специальное устройство 4 поступает во всасывающую полость правого масляного насоса 17, проходит фильтр грубой очистки 3 и поступает по трубопроводу а к полнопоточным фильтрам тонкой очистки 7, из которых по трубопроводу б в правый охладитель 1. Пройдя последовательно оба охладителя, масло поступает в полость левого насоса 2 и оттуда под давлением в левый фильтр грубой очистки 3 и затем во внутреннюю систему смазки дизеля. Установка дополнительного фильтра грубой очистки 3 после ле-

вого насоса 2 вызвана тем, что при загрязнении фильтров тонкой очистки и росте их сопротивления часть масла может обходить фильтр через перепускной клапан, встроенный в фильтр. Часть масла после охладителей 1 поступает к двум центробежным очистителям, из которых после очистки сливается непосредственно в масляную ванну дизеля.

Маслопрокачивающий насос 6 шестеренного типа с приводом от электродвигателя типа П42М с момента включения двигателя в течение 60 с должен создать давление не менее 0,02 МПа в самой отдаленной от него точке системы. После пуска дизеля и прекращения работы маслопрокачивающего насоса шарик невозвратного (обратного) клапана 16 садится в свое седло, отсоединяя тем самым трубопровод в от основного трубопровода. После остановки дизеля маслопрокачивающий насос 6 автоматически включается и прокачивает систему в течение 60 с.

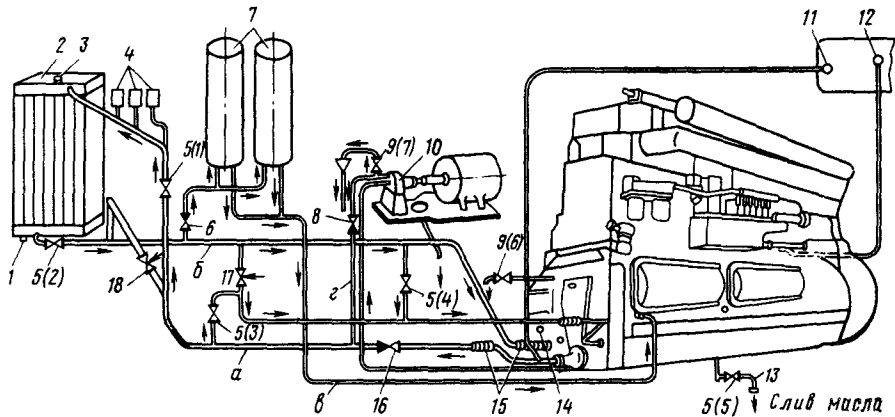


Рис. 132. Схема масляной системы тепловоза ТЭМ2:

1 - пробка для слива масла; 2 - масляные секции; 3 - пробка для выпуска воздуха; 4 - термореле; 5 - вентиль; 6 - обратный клапан; 7 - масляные фильтры тонкой очистки; 8 - невозвратный клапан; 9 - краны; 10 - маслоподкачивающий насос; 11 - электротермометр; 12 - электроманометр; 13 - заглушка; 14 - пробка для слива масла из корпуса щелевых фильтров; 15 - резиновые шланги; 16 - обратный клапан; 17 - клапан регулирующий; 18 - клапан перепускной (байпасный); а, б, в, г - трубопроводы

На трубопроводе *а* перед фильтром тонкой очистки 7 на опоре 8 устанавливается терморегулятор в зависимости от температуры масла, изменяющий его расход в обход гидродвигателя вентилятора охлаждающего устройства. Тем самым обеспечивается необходимая частота вращения вентилятора для поддержания заданной температуры масла, поступающего в дизель.

Манометры 13, 14, установленные до и после фильтров грубой очистки 3, позволяют контролировать по их показаниям гидравлическое сопротивление фильтров. Этой же цели служат и манометры 11, 12, установленные до и после фильтров тонкой очистки. Если перепад давлений по манометрам превышает 0,15 МПа, это будет свидетельствовать о загрязнении фильтров. Фильтры в данном случае заменяют.

Заправку системы дизелей маслом производят через сливные трубопроводы с вентилями 5 с любой стороны тепловоза или через заливочную горловину поддизельной рамы. После заправки системы открывают краны на охладителях 1 и фильтрах грубой очистки 3 и включают маслопрокачивающий насос 6. При появлении масла в кранах их закрывают.

Тепловоз ТЭМ2. Запас масла на тепловозе (378 л) находится в системе

и в маслосборнике картера дизеля. Масло заливают через горловину центробежного очистителя масла. Циркуляция масла по замкнутой системе обеспечивается главным масляным насосом 3 (см. рис. 129), который забирает масло из маслосборника 17 и подает его по трубе *а* (рис. 132) к верхнему коллектору секций масловоздушных радиаторов 2. Из нижнего коллектора радиаторов основная часть масла по трубе *б* поступает в пластинчато-щелевые фильтры (грубой очистки) 4 (см. рис. 129), а из них — в трубу 5 (масляный коллектор), идущую внутри картера. Часть масла, примерно 15—20%, из радиатора 2 (см. рис. 132) поступает в сетчато-набивные фильтры 7 (тонкой очистки), откуда по трубе *в* сливается в маслосборник картера.

Перед пуском дизеля масло забирается из картера маслопрокачивающим насосом 10 и по нагнетательной трубе *г* подается к трущимся деталям дизеля. Невозвратный клапан 8 не пропускает масло в маслопрокачивающий насос 10 во время работы дизеля. Через кран 9(7) выпускается воздух при прокачивании масла перед пуском дизеля. Байпасный клапан 18 перепускает масло из подводящего трубопровода *а* в отводящий *б*, минуя секции охлаждающего устройства, если разница между давлениями в этих трубах

будет больше 0,165 МПа. Такой перепад давлений возможен при повышении вязкости масла, когда понижается температура или загрязнены секции охлаждающего устройства. Разгрузочный обратный клапан 6 выполняет две функции: пропускает некоторое количество масла через фильтры 7, если давление его выше 0,255 МПа, кроме того, клапан 6 не позволяет стекать загрязненному маслу из фильтров в картер после останова дизеля. При повышении давления в трубе 6 свыше 0,295 МПа масло через регулирующий клапан 17 сливается в картер, минуя все фильтры. Вентиль 5(3) используют, когда масло холодное и его не следует пропускать через секции охлаждающего устройства.

Для отключения масляных секций на поддонах и отводящих трубах установлены вентили 5(1) и 5(2). Для выпуска воздуха из секций охлаждающего устройства холодильника 2 служит пробка 3. В случае необходимости масло из картера сливается по трубе, на которой установлен вентиль 5(5). На конец этой трубы дополнительно накручена заглушка. Масло из масляной системы сливают через вентиль 5(4). Трубопроводы, идущие от масляного насоса к секциям холодильника и от секции к пластинчато-щелевым фильтрам, соединены гибкими шлангами.

Элементы масляных систем. Главные масляные насосы. Насосы дизелей обеспечивают циркуляцию масла в системе. Все масляные насосы, применяемые на тепловозах, шестеренного типа и различаются только конструктивными формами, размерами и подачей. Основными элементами насосов являются косозубые шестерни, выполненные заодно со своими валами.

Главный масляный насос дизеля 10Д100 (рис. 133) имеет чугунный корпус 1 с двумя патрубками, один из которых А присоединен к дизельной раме, а второй Б — к нагнетательной трубе системы. В цилиндрических расточках корпуса установлены ведущая 5 и ведомая 10 стальные шестерни. Цапфы шестерен вращаются в радиально-сферических подшипниках, запрессо-

ванных в расточки плит 2 и 9, которые изготовлены из антифрикционного чугуна. Плиты играют роль осевых упоров косозубых шестерен. Для уменьшения осевых усилий на наружную плиту 2 на конце правой цапфы шестерни 5 смонтирован масляный демпфер (амортизатор), представляющий собой поршень 7, находящийся в расточке крышки 6. Пространство между поршнем и крышкой соединено каналом с нагнетательной полостью. Усилие, соответствующее давлению нагнетания, передается через шарикоподшипник на торец цапфы шестерни, компенсируя осевое усилие от шестерни на плиту 9. Давление масла, создаваемое насосом, ограничивается предохранительным клапаном 4, состоящим из корпуса и поршня, прижатого к седлу двумя пружинами. Клапан отрегулирован на открытие при давлении масла 0,55 МПа. При превышении этого давления масло из насоса будет сливаться обратно в картер. Насос получает вращение от коленчатого вала через шестеренную передачу и зубчатую муфту, закрепленную на шлицах вала шестерни 5. Подача насоса — 120 м³/ч.

Масляные насосы дизеля 2А-5Д49 в отличие от насосов дизеля 10Д100 не имеют подшипников качения (До

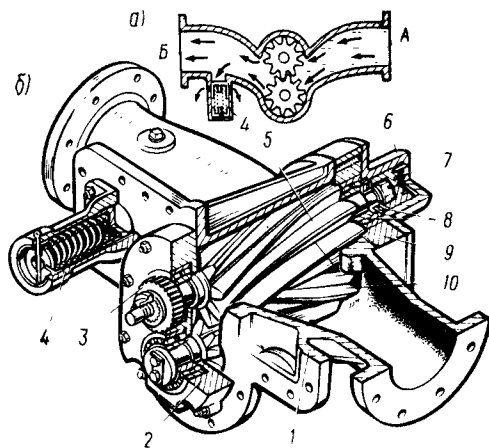


Рис. 133. Схема работы (а) и устройство (б) масляного насоса:

1 — корпус; 2 — внутренняя плита; 3 — приводная шестерня; 4 — предохранительный клапан; 5 — шестерня ведущая; 6 — крышка; 7 — устройство разгрузочное (демпфер); 8 — подшипники; 9 — наружная плита; 10 — шестерня ведомая; А — полость всасывающая; Б — полость нагнетательная

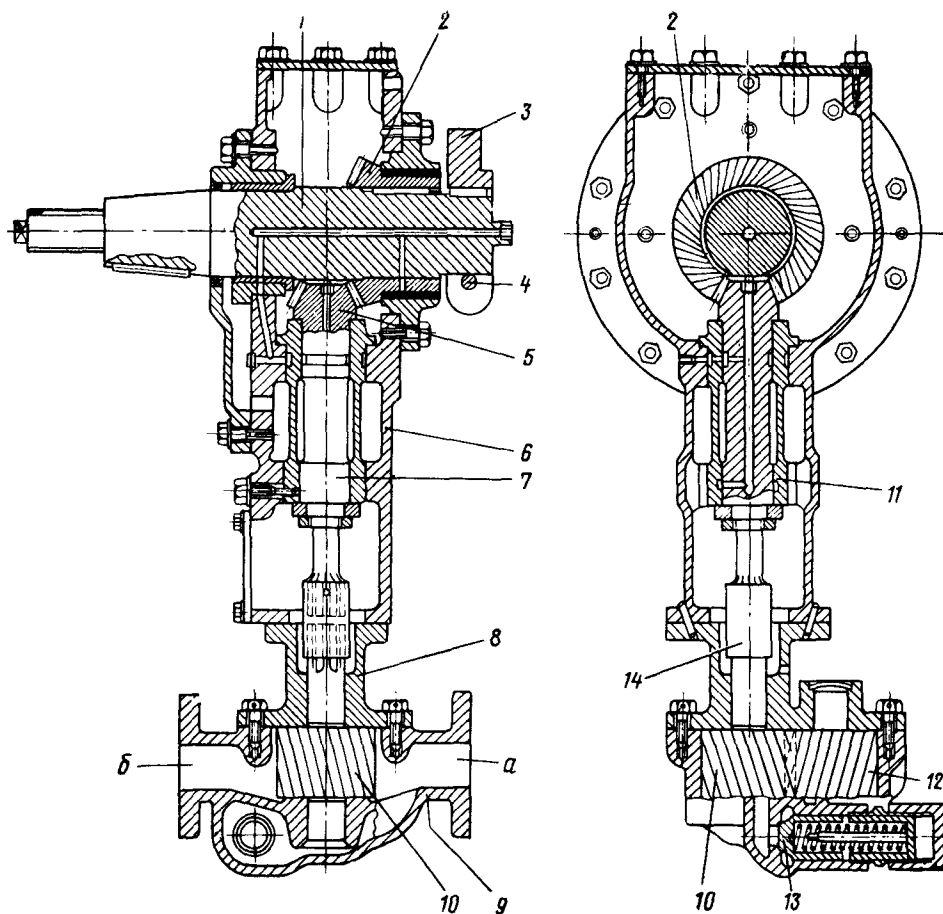


Рис. 134. Масляный насос дизеля ПД1М и его привод:

1 — вал горизонтальный; 2, 5 — шестерни конические; 3 — поводок привода; 4 — болт стяжной; 6 — корпус привода; 7 — вал вертикальный; 8 — крышка насоса; 9 — корпус масляного насоса; 10, 12 — шестерни; 11 — бронзовая втулка; 13 — клапан редукционный; 14 — муфта шлицевая; а — всасывающий патрубок; б — нагнетательный патрубок

1980 г. выпускались масляные насосы МШ-120 с двухрядными радиально-сферическими подшипниками. В связи с недостаточной долговечностью этих подшипников насосы сняты с производства.)

Опорами для ведущей шестерни, приводимой во вращение шлицевым валиком, являются бронзовые втулки, запрессованные в крышку насоса. Ведомая шестерня вращается на неподвижной оси. Подшипниками шестерни служат бронзовые втулки, запрессованные в ее расточки. При вращении рабочие шестерни захватывают масло всасывающей полостью и переносят его между зубьями и цилиндрической поверхностью корпуса в нагнетатель-

ную полость. Давление, создаваемое насосом, определяется сопротивлением системы. Для ограничения максимального давления нагнетательная полость снабжена перепускным клапаном, прикрепленным к торцу насоса и отрегулированным на давление 0,9 МПа. Подача насоса 110 м³/ч при давлении нагнетания 0,7 МПа и температуре масла 65—82 °С

Масляный насос дизеля ПД1М и его привод (рис. 134) прикреплены к торцовой части картера и блока дизеля со стороны первого цилиндра. Насос шестеренного типа, максимальная подача 24 м³/ч. В корпусе масляного насоса 9 размещены две цилиндрические шестерни 10 и 12, закрываемые

крышкой 8. Цапфы шестерен вращаются в бронзовых втулках, запрессованных в чугунный корпус 9 и крышку 8. Для предохранения от проворачивания каждая из втулок имеет тугую посадку и дополнительно застопорена винтами.

Шестерни 10 и 12 изготовлены из стали 12ХН2А, цементированы и закалены. Шестерни имеют по одиннадцать косых зубьев. За одно целое с шестернями изготовлены цапфы. Цапфа ведущей шестерни удлинена, ее удлиненный конец снабжен шлицами для соединения с муфтой 14. В нижней части корпуса масляного насоса отлит канал, соединяющий всасывающую и нагнетательную полости. При перетекании из полости в полость масло проходит через перепускной клапан 13, прижатый к седлу пружиной, и открывающийся при давлении 0,53 МПа. Фланцем всасывающего патрубка а насос прикреплен к масляному каналу в картере дизеля, а нагнетательным патрубком б — к трубе, по которой масло поступает к секциям охлаждающего устройства.

Привод масляного насоса имеет чугунный корпус 6, внутри которого размещены горизонтальный 1 и вертикальный 7 валы. На горизонтальный вал 1 напрессована коническая шестерня 2 со спиральными зубьями; ступица этой шестерни опирается на бронзовую втулку, запрессованную в

крышку корпуса. Второй конец вала опирается также на бронзовую втулку (подшипник), залитую баббитом по внутренней цилиндрической и торцевой поверхностям.

На конусную часть горизонтального вала 1 напрессован шкив привода вентиляторов охлаждающего устройства и тяговых электродвигателей. На валу со стороны конической шестерни укреплен стяжным болтом 4 на шпонке поводок 3, изготовленный из стали 20Х2Н2А. На поводке выфрезерована головка, имеющая закаленные боковые поверхности. Головка входит между кулачками валоповоротного диска на коленчатом валу. Вращение коленчатого вала таким образом передается горизонтальному валу привода масляного насоса. Вертикальный вал 7 и коническая шестерня 5 представляют собой одно целое. Вал 7 вращается в бронзовой втулке 11, запрессованной в корпусе 6. Нижний конец вала 7 шлицевой муфтой соединен с цапфой ведущей шестерни 10 масляного насоса.

Маслопрокачивающие насосы принципиально имеют такую же конструкцию, как и главные. Их корпуса крепятся либо к фланцу электродвигателя, либо закреплены на общей плите с электродвигателем. Шестерни вращаются в бронзовых втулках. Насосы имеют небольшую подачу.

Фильтры. Для грубой очистки масла на тепловозах обычно применяют

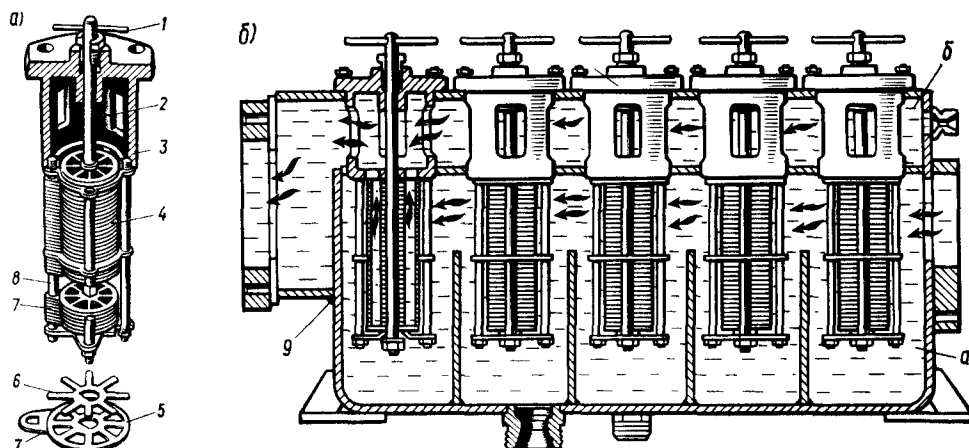


Рис. 135. Фильтры грубой очистки масла (пластинчато-щелевые):

а — фильтрующий элемент; б — установка фильтрующих элементов в корпусе фильтра дизеля 10Д100; 1 — рукоятка; 2 — ось; 3 — корпус; 4 — фильтрующий пакет пластин; 5 — рабочая пластина; 6 — промежуточная пластина; 7 — неподвижные ножи для очистки; 9 — корпус фильтра; а — полость неочищенного масла; б — полость очищенного масла

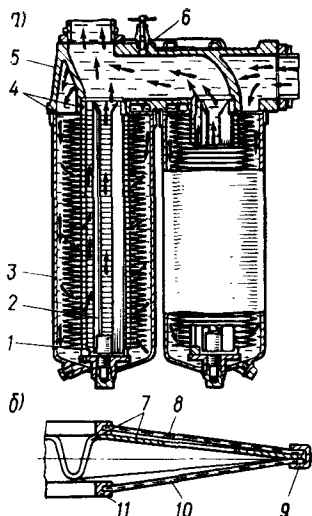


Рис. 136. Фильтр грубой очистки масла дизеля 5Д49:

a — конструкция фильтра; *б* — устройство сетчатого элемента; 1 — дисковый сетчатый элемент; 2 — стержень; 3 — колпак; 4 — уплотнение; 5 — корпус; 6 — вентиль; 7 — гофрированная диафрагма; 8, 10 — внешняя и внутренняя сетки; 9, 11 — наружный и внутренний ободки

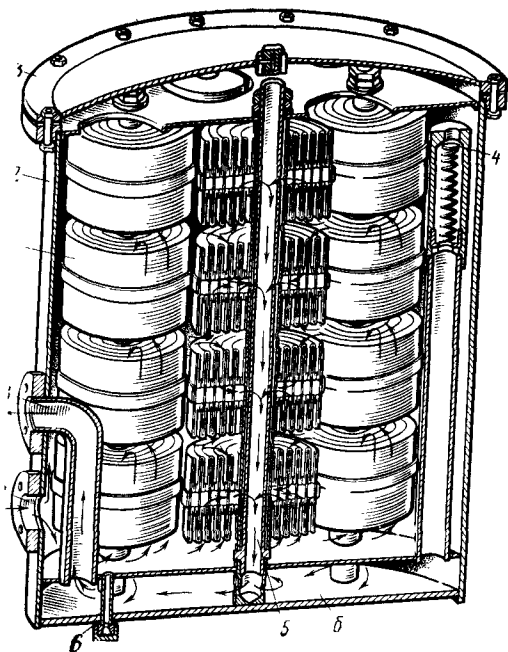


Рис. 137. Фильтр тонкой очистки масла дизеля 10Д100:

1 — фильтрующий бумажный элемент; 2 — корпус фильтра; 3 — крышка; 4 — перепускной клапан; 5 — стержень пустотелый фильтра; 6 — сливной штуцер; *a* — подвод грязного масла; *б* — полость очищенного масла; *в* — отвод масла

пластинчато-щелевые фильтры. Секция фильтра (рис. 135, б) представляет собой корпус 3, к которому при помощи трех стоек, ввернутых в торец корпуса, прикреплен фильтрующий элемент, набранный из пластин 5 толщиной 0,3 мм, между которыми помещены звездообразные промежуточные пластины 6 толщиной 0,15 мм. Пластины 6, имея меньший диаметр, создают между соседними пластинами 5 зазор (щели) высотой 0,15 мм. Масло, проходя через эти щели, очищается от грубых посторонних частиц. Для очистки пластин служат ножи 7 толщиной 0,1 мм, смонтированные на стойке 8 квадратного сечения. При повороте рукоятки 1 вращается ось 2 вместе с пластинами 5 и 6 и с них ножами 7 снимаются посторонние частицы, которые скапливаются на дне камеры, куда помещены фильтры.

На дизеле 10Д100 корпус фильтров 9 (см. рис. 135, б) имеет десять гнезд для фильтровальных секций (два ряда по пять штук в каждом). Неочищенное масло поступает через отверстие в корпусе 9 в нижнюю полость *a*, разделенную перегородками. Пройдя между пластинами фильтрующих элементов, очищенное масло поднимается в верхнюю полость *б* и поступает в нагнетательный трубопровод дизеля.

На дизеле ПД1М пластинчато-щелевой фильтр состоит из двух аналогичных секций, расположенных с правой стороны дизеля горизонтально (см. рис. 129, поз. 4).

На дизелях типа 5Д49 применяют сетчатые дисковые фильтры (рис. 136). Секция фильтра представляет набор сетчатых дисковых элементов 1, установленных на центральном трехгранном стержне 2. Масло, поступив снаружи элементов, поднимается очищенным вдоль стержня 2. Сетчатый элемент (рис. 136, б) состоит из гофрированной диафрагмы 7 с отверстиями для прохода масла, двух двойных сеток: внешней 8 (фильтрующей) и внутренней 10 (более редкой несущей), завальцованных во внутренние 11 и наружные 9 ободки. Такие фильтры обладают большой поверхностью очистки на единицу объема.

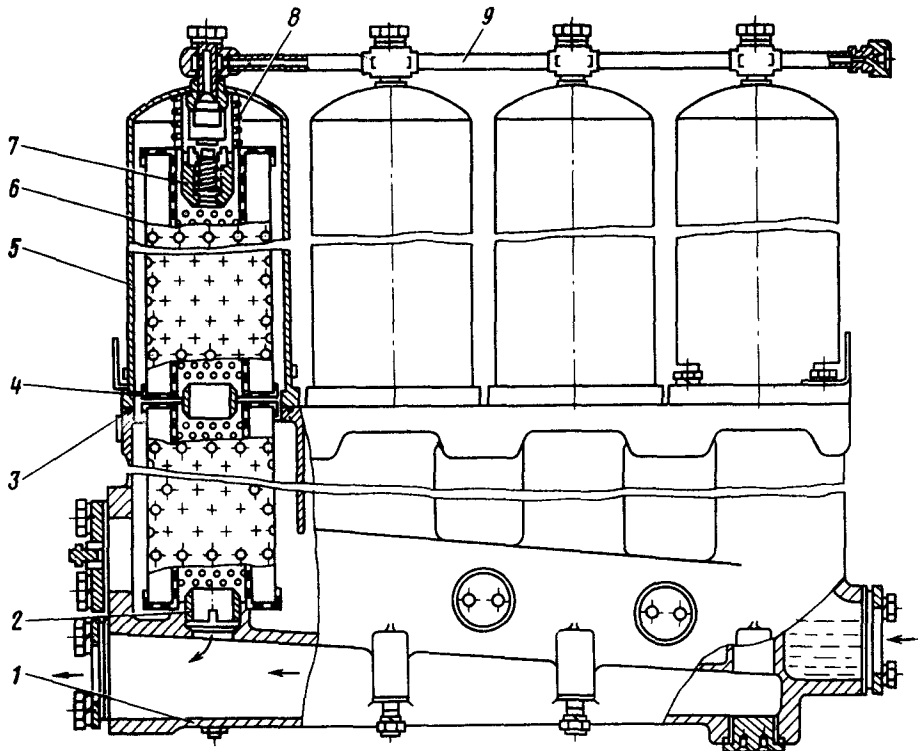


Рис. 138. Фильтр масла полнопоточный (дизель 5Д49):

1 — основание корпуса; 2 — стакан; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — опора; 5 — корпус; 6 — фильтрующий элемент; 7 — перепускной клапан; 8 — пружина; 9 — труба

Для тонкой очистки масла на дизелях типа Д100 применяют фильтры с бумажными элементами (рис. 137). В цилиндрическом корпусе 2 с двойным дном установлено на пустотелых стержнях семь фильтрующих секций. На каждом стержне надето по четыре бумажных элемента 1. Бумажный элемент — это картонная полоса с отверстиями. На эту полосу сверху и снизу наложены две ленты фильтровальной бумаги, свернутые гармошкой. Края бумаги смазаны клеем и при сворачивании полосы спирально на трубку с калиброванными отверстиями они склеиваются. Масло в фильтр подводится через отверстие *a* и, пройдя с торцев в фильтровальные элементы, попадает через отверстия внутрь стержней 5, а из них по отверстиям в штуцерах (внизу) — в полость *б* очищенного масла и по трубе *в* отводится в поддизельную раму. Перепускной клапан 4 служит для предохранения

фильтрующих элементов от чрезмерного давления масла.

На дизелях типа 5Д49 применяется полнопоточный фильтр (рис. 138), в котором установлены фильтрующие элементы из синтетических (нетканых) материалов типа «Нарва 6». Фильтр выполнен по типу топливного фильтра тонкой очистки. Фильтрующий слой из синтетического материала менее плотен, чем фильтровальная бумага, и фильтр обладает меньшим сопротивлением. Эти фильтры позволяют пропускать через себя полный поток масла (полнопоточные фильтры).

Фильтры тонкой очистки масла дизеля ПД1М сетчато-набивные. У этих фильтров пространство между сетками набивают хлопчатобумажными концами (путанкой). С 1975 г. на тепловозах ТЭМ2 вместо сетчато-набивных фильтров устанавливают фильтры тонкой очистки с бумажными элементами. Принцип работы и элементы фильтра,

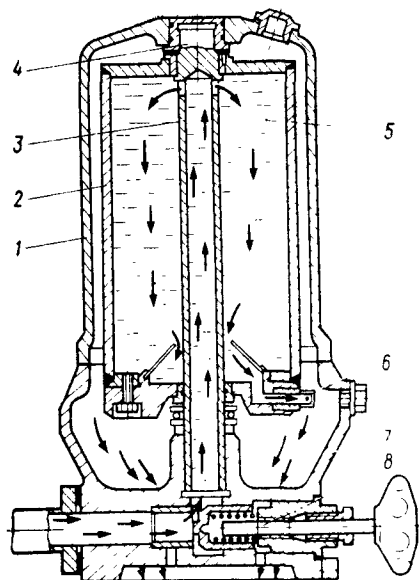


Рис. 139. Центробежный очиститель масла дизелей типа 5Д49:

1 — колпак; 2 — ротор; 3 — полая ось; 4 — втулка; 5 — прокладка бумажная; 6 — сопло; 7 — кронштейн; 8 — запорно-регулирующий клапан

за исключением фильтрующих элементов, остались без изменения.

Центробежные очистители масла. Рассмотренные средства очистки масла от загрязнений задерживают частицы, превышающие размеры пор ячеек фильтровальных элементов. Уменьшение ячеек фильтров с тем, чтобы уловить самые мельчайшие механические частицы — продукты износа подшипников, колец и т. п. — невозможно, так как в этом случае гидравлическое сопротивление фильтра оказалось бы огромным. Поэтому для отделения таких частиц от масла используется центробежный способ его очистки, при котором масло, попадая в цилиндр, вращающийся с очень большой частотой, отбрасывается на его стенки под действием центробежной силы. Так как плотность металлических частиц в несколько раз больше плотности масла, а центробежные силы в тысячи раз превышают силы тяжести частиц, то взвешенные в масле эти частицы при вращении цилиндра остаются на его поверхности, образуя плотный слой. Центробежные очистители масла дизелей 10Д100, 5Д49 и ПД1М принци-

пиально устроены и работают одинаково. Масло от специального шестеренного насоса подается под давлением к полой оси 3 (рис. 139) ротора 2, закрепленной в корпусе (кронштейне) 7 центрифуги. Выходя из отверстия в оси, масло перемещается в роторе, установленном на подшипниках оси, и подходит к сопловым наконечникам 6 ротора. Вытекая из сопел, масло развивает реактивную силу, заставляющую ротор вращаться. Масло, перемещающееся по ротору под действием центробежной силы, будет «селарироваться», т. е. очищаться от посторонних частиц. Чистое масло стекает по каналам в корпусе обратно в картер.

43. Водяные системы тепловозов

При работе дизеля часть тепла от сгоревшего в цилиндрах топлива передается втулкам, крышкам цилиндров, выпускным коллекторам, деталям турбокомпрессора. Для отвода тепла от этих деталей предусмотрено охлаждение их водой. В современных дизелях водой охлаждается и наддувочный воздух, поступающий в цилиндры. Вода охлаждает масло в теплообменнике, в калориферах служит для обогрева кабины машиниста. Вода циркулирует в системе под давлением по замкнутому контуру: дизель — охладитель, где она охлаждается и снова поступает в дизель. Такая система обеспечивает отвод тепла до 12% от общего количества, выделяемого дизелем, при сравнительно малом количестве воды. Водяные системы на тепловозах различаются по числу контуров циркуляции и могут быть открытыми и закрытыми. В современных дизелях, у которых предусмотрено охлаждение масла дизеля и наддувочного воздуха водой, как правило, применяются двухконтурные системы.

Обычно, применяемые водяные системы на тепловозах открытые — они связаны с атмосферой. Температура воды в таких системах не должна превышать 90—95 °С. Закрытые системы не связаны с атмосферой, вода в них находится под избыточным давлением

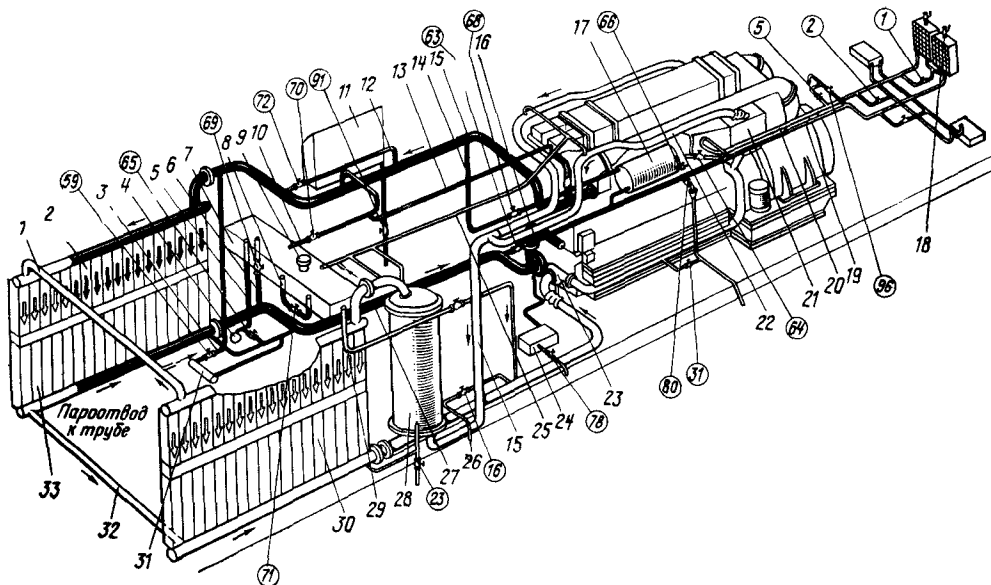


Рис. 140. Схема водяных систем тепловоза 2ТЭ10М:

1, 32 — соединительные трубы охлаждающих секций второго контура; 2 — секции первого контура; 3, 6, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 19, 20, 22, 25, 27, 29, 32 — трубы; 4, 26 — соединительные головки; 5 — вестовая труба; 7 — водяной бак; 9 — пробка; 11 — бачок санузла; 16 — водяной насос; 17 — топливоподогреватель; 18 — вентиль для выпуска воздуха из calorиферов; 21 — охладитель наддувочного воздуха; 23 — водяные насосы; 24 — бачок; 28 — теплообменник; 30, 33 — секции второго контура; 31 — терморегулятор (цифры в кружках — номера бирок на кранах и вентилях)

и имеет температуру 100—120 °С (высокотемпературное охлаждение).

Водяные системы содержат насосы для обеспечения циркуляции воды, трубопроводы с арматурой, устройства для охлаждения воды, расширительный бак, приборы контроля и защиты.

Тепловоз 2ТЭ10М. На тепловозе применены две самостоятельные водяные системы (два контура), каждая из которых имеет отдельный трубопровод, водяной насос и охлаждающие секции. Одна система (первый контур) служит для охлаждения воды, выходящей из дизеля, подвода горячей воды в топливоподогреватель, к отопительно-вентиляционному агрегату в кабине машиниста, подогрева воды в бачке санузла. Другая система (второй контур) предназначена для охлаждения масла в водомасляном теплообменнике и для охлаждения наддувочного воздуха.

В первом контуре вода из коллектора горячей воды, расположенного с правой стороны дизеля, по трубе 15 (рис. 140), соединенной с коллектором горячей воды гибким шлангом, посту-

пает к верхнему коллектору секций 2 охлаждающего устройства. Пройдя по

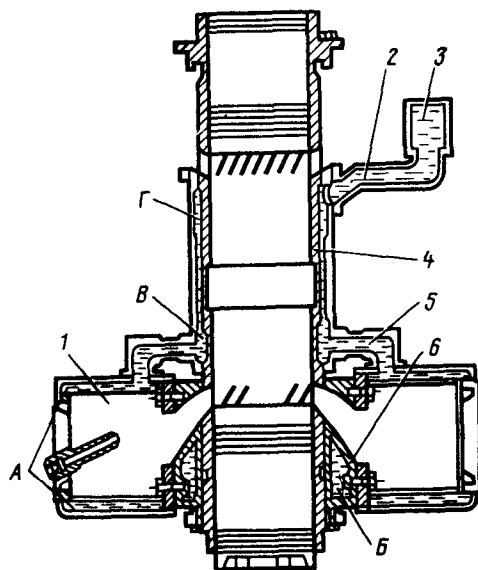


Рис. 141. Схема внутренней системы охлаждения цилиндров дизеля 10Д100:

1 — выпускной коллектор; 2 — патрубок горячей воды; 3 — коллектор; 4 — втулка цилиндра; 5 — перепускной патрубок; 6 — выпускная коробка; А — полости охлаждения коллекторов; В — полость выпускных коробок; В, Г — полости водяной рубашки

трубкам секций и охладившись на 5—6 °С, вода из нижнего коллектора по трубе 27 поступает к водяному насосу 16 и подается в водяную полость двух патрубков выпускных коллекторов 1 цилиндров дизеля (рис. 141). Из патрубков вода направляется в водяные полости А правого и левого коллекторов, а из них в полость Б выпускных коробок 6. Охладив выпускную коробку и нижнюю часть втулки, вода через окна перетекает в верхнюю полость выпускных коллекторов и по трубкам 5 поступает в полость В водяной рубашки втулки цилиндра 4. Поднимаясь по желобкам между ребер во втулке к полости Г, вода охлаждает ее и поступает по патрубку 2 в коллектор 3 горячей воды. На этом круг циркуляции замыкается.

В случае попадания воздуха внутрь системы и образования пара при перегреве воды, чтобы не создавалась при этом «пробка», в системе предусмотрена труба 10 (см. рис. 140), по которой воздух и пар отводятся в водяной расширительный бак 7. Труба 10 расположена выше всех остальных труб. К отопительной системе вода из коллектора горячей воды подводится по трубе 20 с вентилем 64, а отводится во всасывающую магистраль по трубе 19. Из отопительной системы вода может быть слита через кран № 5, а из всей системы через кран № 96.

К топливopодогpевателю 17 вода подводится по трубе 14 с краном № 68, а из него во всасывающую магистраль отводится по трубе 19 с краном № 63.

Труба 12, проходящая через бачок 11 санузла, подогревает в нем воду. Водяной расширительный бак 7, расположенный выше дизеля и соединенный с всасывающими трубами систем, обеспечивает надежное заполнение всей системы водой. Из него пополняются утечки воды в системе. Вода в баке контролируется по указателю уровня воды (водомерному стеклу). Заправка системы водой производится либо через пробку 9 в расширительном баке 7, либо через трубу с соединительной головкой 4 и вентилем № 65. Вода должна удовлетворять тех-

ническим условиям, оговоренным заводом-изготовителем.

Водяной бак 7 разделен вертикальной перегородкой на две части. Объем части бака для первого контура 230 л, для второго контура — 106 л. В баке имеются отверстия для удаления паровоздушной смеси и вестовая труба 5, через которую также удаляются и излишки воды. Слив воды производится через вентили №№ 65 и 91. Для полного удаления воды из системы отвертывают пробки в корпусах водяных насосов и продувают систему воздухом.

Во втором контуре (холодном) вода подается насосом 23 по трубе, проходящей с левой стороны дизеля, к воздухоохладителям 21, расположенным по обеим сторонам в задней части дизеля. Пройдя по трубкам воздухоохладителей, вода по двум трубам 22 сливается в одну трубу, подводящую воду к водомасляному теплообменнику 28. Поднявшись по трубкам теплообменника, вода подается к верхним коллекторам радиаторных секций 30 и 33. Протекая по трубкам секций, вода охлаждается и из нижних коллекторов по всасывающей трубе поступает к водяному насосу 23, замыкая круг циркуляции.

Расширительный бак 7 соединен с всасывающей трубой второго контура трубой 29, что создает необходимый напор во всасывающей линии, гарантирующий от подсосывания воздуха. Бак дает возможность расширения воды при ее нагреве и пополняет все утечки воды.

Тепловоз ТЭП70. Водяные системы (рис. 142) имеют два контура циркуляции воды, аналогичные контурам систем охлаждения дизеля, масла и наддувочного воздуха тепловоза 2ТЭ10В. В первом контуре (горячем) вода циркулирует между дизелем 2 и водовоздушными секциями 8 под действием лопастного насоса 3. Во втором (холодном) контуре насос прокачивает воду через секции 9 и последовательно включенные два водомасляных теплообменника 28 и охладитель наддувочного воздуха 1.

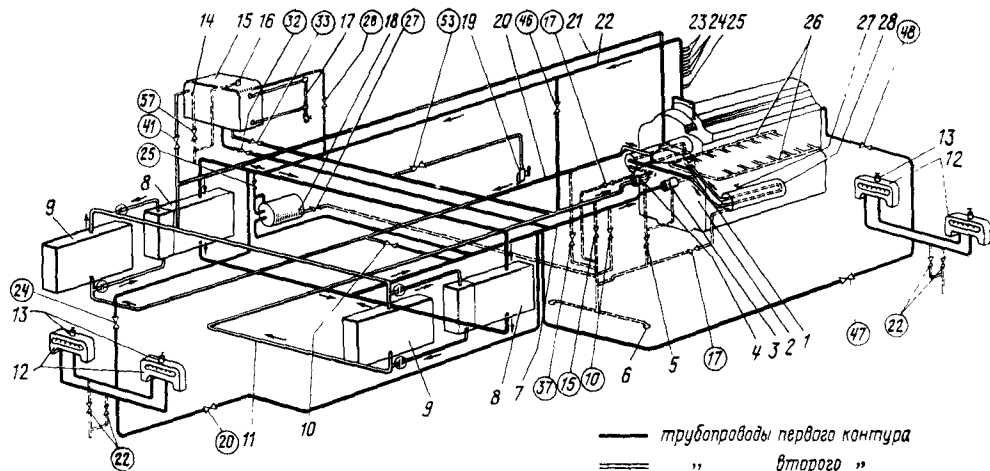


Рис. 142. Схема водяных систем тепловоза ТЭП70:

1 — охладитель воздуха; 2 — дизель; 3, 4 — водяные насосы; 5, 10 — вентили; 6 — соединительная головка; 7, 11 — всасывающие трубы; 8, 9 — секции; 12 — калорифер; 13, 27 — краны для выпуска воздуха; 14 — вестовая труба; 15 — бак расширительный; 16 — клапан предохранительный; 17 — водомерное стекло; 18 — топливонагреватель; 19 — ручной насос; 20, 21, 22 — трубы; 23, 24 — грибки для датчиков температуры; 25 — карманы для ртутных термометров; 26 — раздаточная магистраль; 27 — вентиль для выпуска воздуха; 28 — водомасляный теплообменник (в кружках указаны номера бирок, расположенных на вентилях)

Оба контура циркуляции воды имеют общий расширительный бак 15 с выносным «водомерным стеклом» 17. Водяная система закрытая. В ней вода находится под избыточным давлением 0,05—0,075 МПа. Давление возникает в результате выделения пара из воды и при повышении ее температуры. Закрытая система позволяет работать в режиме высокотемпературного охлаждения, при котором температура воды в системе повышается выше 100 °С. Чтобы в системе не создавалось давление выше установленного, на расширительном баке 15 установлен предохранительный клапан 16, выпускающий часть паровоздушной смеси в атмосферу через трубу 14 при превышении давления 0,075 МПа. В предохранительный клапан 16 встроены обратный клапан, открывающийся при образовании в системе вакуума до 0,004—0,007 МПа.

При необходимости дозаправки системы водой в пути следования можно воспользоваться ручным насосом 19. В депо дозаправку системы специально приготовленной водой производят через соединительную головку 6.

В горячем контуре вода из коллекторов дизеля по трубе 22 поступает к

водовоздушным секциям 8, охлаждается в них и по всасывающей трубе 7 подводится к насосу 3. Насос нагнетает охлажденную воду во внутреннюю систему охлаждения дизеля. Вода из раздаточных магистралей 26, расположенных вдоль блока дизеля с обеих сторон, по патрубкам 1 (рис.

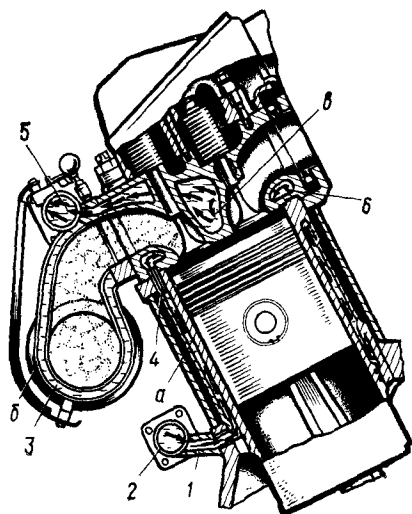


Рис. 143. Схема охлаждения цилиндра и крышки дизеля 2А-5Д49:

1 — водяной патрубок; 2 — раздаточная магистраль; 3 — всасывочный коллектор; 4 — труба; 5 — коллектор горячей воды; 6 — крышка цилиндра; а — полость рубанки цилиндра

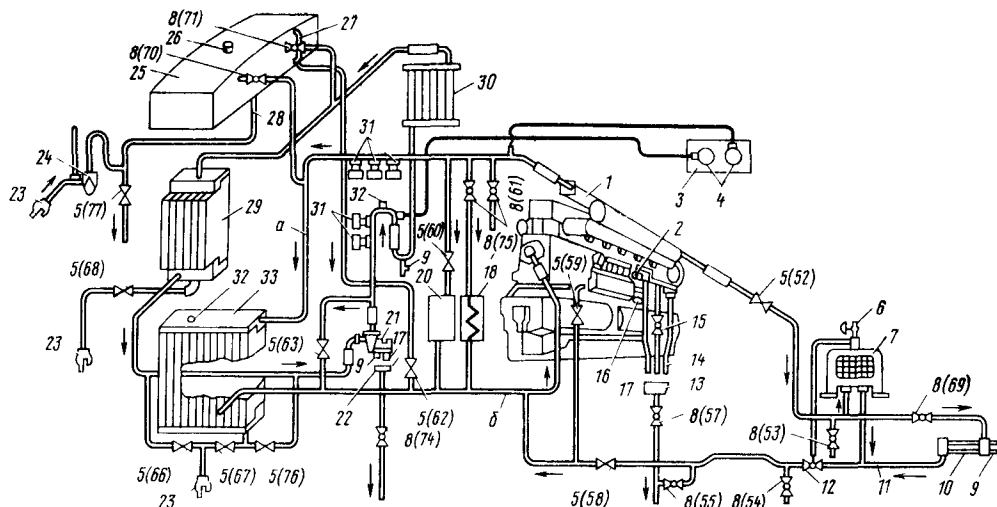


Рис. 144. Схема водяной системы тепловоза ТЭМ2:

1 — коллектор горячей воды; 2 — водяной насос; 3 — пульт управления; 4 — электротермометры; 5 — вентили; 6 — кран выпуска воздуха из калорифера; 7 — калорифер; 8 — краны; 9, 16, 19 — пробки слива воды; 10 — батарея для обогрева ног машиниста; 11 — сливной трубопровод; 12 — эжектор; 13 — воронка; 14 — слив воды и масла из поддона турбокомпрессора; 15 — слив воды, просочившейся из турбокомпрессора; 17 — слив воды, просочившейся через сальник водяного насоса; 18 — бачок подогрева воды умывальника; 20 — топливоподогреватель; 21 — водяной насос охлаждения наддувочного воздуха; 22 — бачок с воронкой; 23 — соединительная головка; 24 — ручной насос; 25 — бак для воды; 26 — горловина для заливки воды; 27 — водомерное стекло; 28 — контрольная труба; 29 — секция охлаждения воды наддувочного воздуха; 30 — воздухоохладитель; 31 — термореле; 32 — пробка выпуска воздуха; 33 — секция охлаждения воды дизеля (правые)

143), отходящим от раздаточных магистралей 2, вводится в зарубашечные полости *a* цилиндрических втулок в их нижней части, омывает втулки и через трубки 4 поступает в полости *b* охлаждения крышек цилиндров 6. Из крышек вода перетекает в коллектор 5 горячей воды, поступает в охлаждаемые полости *b* выпускных коллекторов и далее в охлаждаемые полости турбокомпрессоров, откуда горячая вода по трубе 22 (см. рис. 142) подается снова к секциям радиаторов. По трубкам горячая вода подводится к топливоподогревателю 18 и калориферам 12 обеих кабин.

Для предотвращения переохлаждения воды и размораживания секций второго контура в холодное время года горячий и холодный контуры могут быть связаны между собой вентилями 10 и 46. Чтобы предупредить переохлаждение масла в холодное время года, на тепловозе имеется возможность отключать часть секций установкой заглушек на трубопроводах.

Тепловоз ТЭМ2. Водяные системы (рис. 144) также состоят из двух са-

мостоятельных контуров. Вода первого контура охлаждает втулки и крышки цилиндров, блок, газовую часть турбокомпрессора. К первому контуру подключены топливоподогреватель 20, калорифер 7, батарея для обогрева ног машиниста 10. Второй контур служит для охлаждения воздуха в воздухоохладителе 30.

Горячая вода из дизеля собирается в коллекторе 1, откуда через соединительный рукав по трубе *a* поступает к секциям радиаторов 33. Охладившись в них, вода попадает в нижние коллекторы секций и по трубе *b* она вводится в дизель в его торцевой части. Охлажденная вода проходит по каналу, отлитому в блоке дизеля, к водяному насосу 2, который всасывающей полостью подсоединен к фланцу на боковой поверхности блока. Нагнетательный патрубок насоса соединен с трубой, подводящей воду в блок дизеля с его заднего торца. Поступив в блок, вода по колодезю опускается в нижнюю часть блока и подходит к цилиндрам. Омывая цилиндры, вода поднимается вверх, охлаждает их и че-

рез отверстия в блоке поступает в охлаждающие полости крышек цилиндров. Из цилиндрических крышек по патрубкам вода перетекает в водяной коллектор 1 дизеля, а из него в радиаторные секции, замыкая круг циркуляции. От трубы *a* отводится часть горячей воды для подогрева топлива в топливонагревателе 20 и воды в бачке 18 санузла.

В калорифер 7 и батарею 10 для подогрева ног горячая вода поступает через вентиль 5 (52), а отводится через вентили 5 (58). Эжектор 12 на отводящей трубе отсасывает из калорифера воздух, создавая условия для циркуляции воды. Слив воды из этой системы осуществляют через краны 53, 54, 55. Просочившаяся вода через неплотности турбокомпрессора из сальника водяного насоса сливается по трубкам

в воронку 13 и периодически выпускается через кран 57 наружу. Вода, охлажденная в секциях 29 второго контура, засасывается водяным насосом 21 и нагнетается в воздухоохладитель 30, а из него снова в секции 29.

Приборы контроля температуры. Для контроля температуры предусмотрены электротермометры, устанавливаемые в кабине машиниста. Для защиты дизеля от перегрева воды в системе устанавливается термореле, которое воздействует на систему регулирования и снижает нагрузку дизеля при достижении максимальной температуры воды. Температуру воды в системе охлаждения наддувочного воздуха контролируют по капиллярному аэротермометру, который установлен на приборном щитке в дизельном помещении. Температуру воды в системе

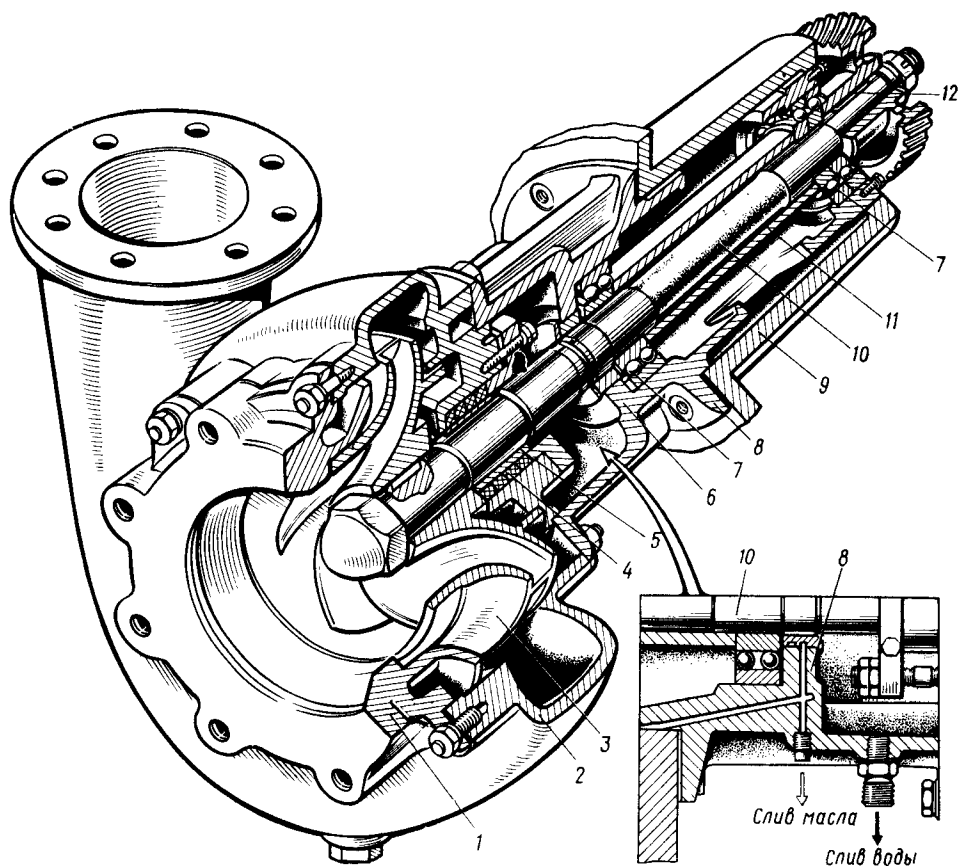


Рис. 145. Водяной насос (дизель Д100):

1 — всасывающая головка; 2 — корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — сальник; 5 — хромированная втулка; 6 — отражательная втулка; 7 — подшипники; 8 — станина; 9 — гнездо; 10 — вал; 11 — распорная втулка; 12 — шестерня

поддерживают 65—80 °С. Допустимая температура 90—95 °С.

Водяные насосы. Насосы обеспечивают необходимую интенсивность циркуляции воды в системе. В основном на тепловозах применяются насосы центробежно-лопастного типа. Принцип действия этих насосов одинаков. Отличаются они размерами и подачей. На тепловозе 2ТЭ10М насос первого контура циркуляции имеет подачу 150 м³/ч, а второго — 100 м³/ч. Подача насосов дизеля 5Д49 — 80 м³/ч. На тепловозе ТЭМ2 подача насоса первого контура циркуляции 90 м³/ч, а насоса второго контура — 20 м³/ч.

Водяной насос дизеля 10Д100 (рис. 145) состоит из корпуса 2, станины 8 и всасывающей головки 1, выполненных из чугуна. Вал 10 насоса, приводимый в действие от нижнего колен-

чатого вала через зубчатую передачу, вращается в шариковых подшипниках 7. Между подшипниками установлена распорная втулка 11. Рабочее колесо 3 из бронзы с загнутыми назад лопатками закреплено на хвостовике вала гайкой левой резьбой. Водяная полость отделена от подшипниковой части сальником 4, состоящим из колец, изготовленных из графитизированного промасляного шнура и поджимаемых периодически нажимной втулкой. Для защиты вала от изнашивания под сальником на его шейку напрессована стальная хромированная втулка 5. От попадания масла из станины 8 насос защищают отражательная втулка и уплотнительное разрезное кольцо. Просочившиеся воду и масло удаляют через штуцер в дренажную трубку.

Глава XV ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА И ПРИВОДЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

44. Назначение и принцип действия охлаждающих устройств

При сгорании топлива в цилиндрах дизеля выделяется большое количество тепла, которое нагревает стенки цилиндров, поршни, крышки, выпускные коллекторы и т. д. Если бы от этих деталей не отводилось тепло, работа дизеля была бы невозможной — высокая температура не позволила бы подвести масло к трущимся деталям цилиндропоршневой группы, вызвала бы коробление деталей, появление трещин и т. д. Для отвода тепла от дизеля в нем используют в качестве теплоносителей воду и масло. Вода охлаждает цилиндры дизеля, крышки цилиндров и остальной газовыпускной тракт. Масло охлаждает поршни и другие трущиеся детали. В современных дизелях, кроме того, необходимо охлаждать наддувочный воздух, а в гидроприводе — его масло. Заставляя циркулировать воду и масло между нагретыми частями дизеля и охлаждающими устройствами по замкнутому контуру, необходимую долю тепла от нагретых

деталей отводят теплоносителями и рассеивают в окружающую воздушную среду. Опыт показывает, что на современных тепловозах примерно 8—12% тепла, выделяемого в цилиндрах дизеля, отводится с охлаждающей водой, 6—10% — с маслом, а 4—6% — с водой, охлаждающей наддувочный воздух.

При меньших долях отводимого тепла от дизеля с водой и маслом детали будут перегреваться, а теплоносители — вскипать и испаряться. Процесс рассеивания тепла в окружающую среду достаточно сложен. Это связано с переменным режимом работы дизеля, у которого количество выделяемого в цилиндрах тепла зависит от позиции контроллера и нагрузки, а также с переменными температурами наружного воздуха, которые могут колебаться от —50 °С до +40 °С. Вместе с тем температура охлаждающей жидкости для обеспечения надежности и экономичности работы дизеля не должна колебаться в широких пределах, а должна поддерживаться на определенном уровне. В связи с этим охлаж-

дающие устройства должны иметь возможность регулирования температур теплоносителей.

Принцип отвода тепла в охлаждающих устройствах заключается в следующем. Теплоноситель (вода, а в отдельных случаях и масло) подводится к трубчатым секциям радиаторов системы охлаждения, расположенным фронтом с боков кузова в специальной закрытой камере (шахте). Теплоноситель перетекает по множеству оребренных снаружи трубок секций из одних коллекторов в другие. При этом между трубками секций по всему фронту их расположения проходит подаваемый вентилятором воздух. Воздух, проходя между трубками и их оребрением, забирает тепло от теплоносителя и нагретый выбрасывается из шахты наружу.

Количество тепла, отводимого от жидкости (воды или масла), будет зависеть от времени, количества, температуры и скорости ее циркуляции по трубкам, а также скорости, количества и температуры воздуха, просасываемого через секции, площади теплообменивающей поверхности, и свойств теплопередающих поверхностей, характеризуемых коэффициентом теплопередачи.

Необходимые размеры и параметры охлаждающего устройства определяют из уравнений теплового баланса и уравнения теплопередачи:

$$Q = G_{ж} c_{ж} \Delta t;$$

$$Q = G_{возд} c_{р} \Delta t;$$

$$Q = z F k \Delta t_{ср},$$

где Q — количество тепла, которое необходимо отвести охлаждающим устройством в единицу времени, кДж;

$G_{ж}$ — подача насоса (количество жидкости, перекачиваемой насосом в единицу времени), м³/ч;

$G_{возд}$ — подача вентилятора (количество воздуха, просасываемого через секции в единицу времени), м³/ч;

$c_{ж}$, $c_{р}$ — удельные теплоемкости жидкости и воздуха, кДж/(кг·К) (удельная теплоемкость представляет собой количество тепловой энергии, требуемой для нагревания одного килограмма жидкости или воздуха при по-

вышении температуры на один градус Кельвина или Цельсия);

k — коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К) (коэффициент теплопередачи показывает, какое количество тепловой энергии передается через один квадратный метр охлаждающей поверхности в час при перепаде средних температур в один градус между жидкостью и воздухом),

Δt — разность между температурами жидкости до охлаждения и после охлаждения,

Δt — разность между температурами воздуха до поступления в секции радиаторов и после выхода из них;

$\Delta t_{ср}$ — разность между средней температурой жидкости и средней температурой воздуха;

F — площадь охлаждающей поверхности одной секции радиаторов, см²;

z — число секций радиаторов

Первые два уравнения теплового баланса основаны на положении: сколько тепловой энергии отдает жидкость, столько же ее должен получить воздух. При этом тепловая энергия жидкости определяется ее удельной теплоемкостью, количеством жидкости, подаваемой через секции насосом, и степенью снижения температуры, а тепло, полученное воздухом, — его удельной теплоемкостью, количеством воздуха, выдаваемого вентилятором, и степенью повышения его температуры. Эти уравнения позволяют определить требуемый расход воздуха через секции и выбрать вентилятор соответствующей подачи.

Уравнение теплопередачи показывает, что количество отдаваемого тепла пропорционально площади теплоотдающей поверхности (zF), коэффициенту теплопередачи k и разности температур охлаждающей жидкости и воздуха. Так как значение температурного перепада $\Delta t_{ср}$ ограничено (температура воды в системе охлаждения, как правило, не превышает 90—95 °С, а масла — 80—85 °С), охлаждающие устройства должны обладать значительными площадями поверхностей охлаждения. В свою очередь ограничения по массе и габаритным размерам не позволяют устанавливать на тепловозах охлаждающие уст-

ройства больших размеров и массы. Поэтому основным средством увеличения теплорассеивающей способности охлаждающих устройств является повышение коэффициента теплопередачи k .

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости жидкости, протекающей по трубкам секций, ее вязкости, скорости воздуха, подаваемого вентилятором через секции, материала трубок, их чистоты, а также от характера течения жидкости по трубкам — ламинарного (спокойного) или турбулентного (с завихрениями). Коэффициент теплопередачи растет с увеличением скорости движения жидкости и воздуха. Его значения при медных трубках значительно выше, чем при остальных, поэтому трубки секций и теплообменников и их оребрение выполняют обычно из меди. С увеличением вязкости жидкости коэффициент k уменьшается. Так, если у водяных секций его значение равно 293—314 кДж/(м²·ч·К), то у масляных при прочих равных условиях — 83—96 кДж/(м²·ч·К). При загрязненных секциях величина k снижается на 15—30%.

Применение на тепловозах масловоздушных секций приводит к снижению надежности охлаждающих устройств. Масло, будучи вязкой жидкостью, в холодное время застывает, что вызывает резкое повышение давления в трубках секций, при котором они разрушаются. Поэтому на современных тепловозах от охлаждения масла в масловоздушных секциях отказались. Охлаждая масло водой в водомасляных теплообменниках, а воду к теплообменникам подводят от обычных водяных секций, устанавливаемых в шахте охлаждающего устройства. Это повышает надежность устройств, уменьшается число секций и размеры шахт, позволяет поддерживать более стабильную температуру масла.

Одним из резервов уменьшения габаритных размеров охлаждающих устройств является применение на тепловозах высокотемпературного охлаждения с температурой воды в системе свыше 100 °С. Чтобы вода при этих

температурах не закипала, систему герметизируют и поддерживают в ней избыточное давление, которое ограничивается предохранительным клапаном. Избыточное давление создается парами горячей воды. Высокотемпературное охлаждение имеет ряд преимуществ перед обычным: сокращается на 30—40% теплоотдача дизеля в воду, повышается к. п. д. дизеля на 1—2%, повышается устойчивость рабочего процесса дизеля на холостом ходу и частичных нагрузках, увеличивается температурный перепад между температурой воды и температурой наружного воздуха. Это дает возможность значительно сократить массу и габаритные размеры охлаждающего устройства.

45. Особенности охлаждающих устройств тепловозов 2ТЭ10М, ТЭП70 и ТЭМ2

На тепловозе 2ТЭ10М охлаждающее устройство состоит из шахты, с расположенными в ней в два яруса водяными секциями, водомасляного теплообменника, охладителя наддувочного воздуха, вентилятора и его привода. Шахта (рис. 146) расположена в задней части каждой секции тепловоза. Боковые наружные стороны шахты не имеют обшивки, а только каркас, предназначенный для установки коллекторов и водяных секций. В средней части шахты имеется арка с наклонными боковыми стенками, в которых предусмотрены съемные люки. Спереди и сзади шахта закрыта стенками. Верхняя балка, соединяющая переднюю и заднюю стенки, служит одновременно опорой подпятника 4 вентиляторного колеса 6. Под вентиляторным колесом установлен обтекатель 5, в стенке которого предусмотрен лючок для смазывания подпятника вентиляторного колеса. Диффузор 12 является направляющей частью, через которую нагретый воздух из шахты удаляется в атмосферу. В диффузоре имеются окна 3 с заслонками, через которые в зимнее время теплый воздух может подводиться к секциям для их обогрева. Для этого используются также

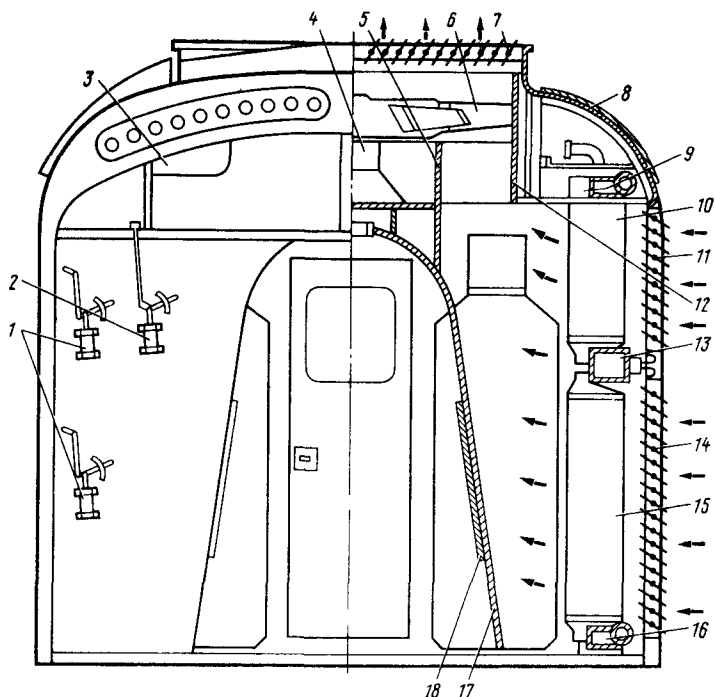


Рис. 146. Шахта охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ10М:

1 — пневмоцилиндры привода боковых жалюзи; 2 — пневмоцилиндр привода верхних жалюзи; 3 — окно для перепуска теплого воздуха из шахты в дизельное помещение; 4 — подпятник вентиляторного колеса; 5 — обтекатель; 6 — колесо вентилятора; 7 — жалюзи верхние; 8 — люк вентиляционный; 9 — коллектор верхний; 10 — секции радиаторов верхние; 11 — жалюзи боковые верхние; 12 — диффузор; 13 — коллектор средний; 14 — жалюзи боковые нижние; 15 — секции радиаторов нижние; 16 — коллектор нижний; 17 — арка; 18 — люк монтажный

и четыре вентиляционных люка 8. Люки служат и для проведения монтажных работ. Стенки арки, обтекатель и диффузор обеспечивают необходимые аэродинамические качества шахты.

Водяные секции на тепловозе применены двух размеров: нормальные 15 длиной 1356 мм и укороченные 10 длиной 686 мм. В систему охлаждения дизеля включены тринадцать нормальных и столько же укороченных секций. Общая площадь поверхности секций радиаторов охлаждения воды дизеля, омываемой воздухом, составляет 547 м². В систему охлаждения наддувочного воздуха в охладителе и масла в теплообменнике включены двадцать пять нормальных и столько же укороченных водяных секций с площадью охлаждающей поверхности 1055 м². Секции для охлаждения воды дизеля смонтированы с левой стороны, а водяные секции для охлаждения воды в теплообменниках наддувочного воздуха и масла — на правой стороне и

часть на левой. Вода к секциям поступает из верхних, а отводится из нижних коллекторов. Средние коллекторы не имеют перегородки, и вода из верхних секций свободно перетекает в нижние.

Шахта сверху и по бокам имеет жалюзи, которые можно открывать и закрывать при помощи электропневматического привода из кабины машиниста или вручную. Жалюзи предохраняют секции от механических повреждений, а открытие и закрытие их позволяет изменять поток воздуха, подаваемого к секциям. При включенном вентиляторе и открытых жалюзи воздух засасывается из атмосферы через жалюзи. Наклонные листы, идущие от нижних коллекторов секций к растреску диффузора, направляют воздух к вентилятору, который выталкивает его через верхние жалюзи наружу.

Боковые жалюзи имеют горизонтально расположенные створки, что обеспечивает одинаковое сопротивление

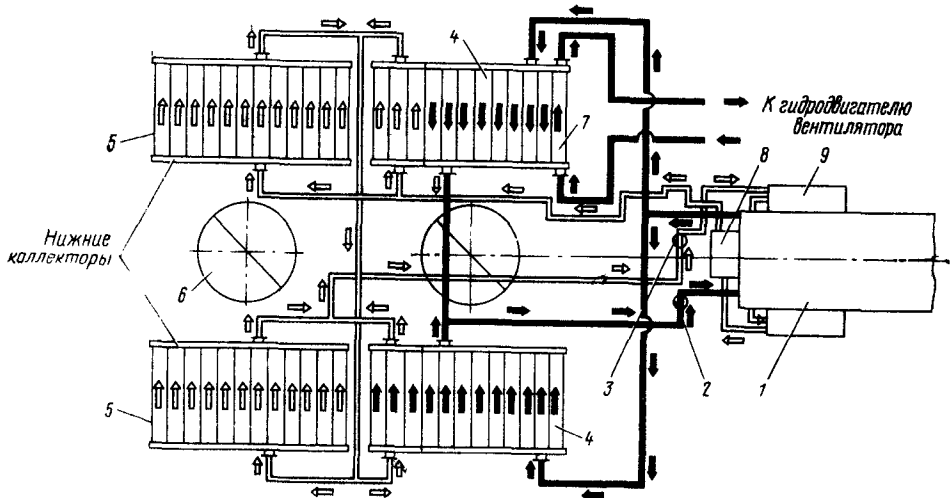


Рис. 147. Схема охлаждающего устройства тепловоза ТЭП70:

1 — дизель; 2, 3 — водяные насосы первого и второго контура циркуляции воды; 4, 5 — секции радиатора первого и второго контуров охлаждения воды; 6 — вентилятор; 7 — секция масляная; 8 — охладитель наддувочного воздуха; 9 — водомасляный теплообменник

ние потоку воздуха, засасываемого вентилятором, независимо от направления движения тепловоза. Зимой, чтобы избежать замораживания секций, подогретый воздух (при закрытых или частично закрытых верхних жалю-

зи) через люки направляется в пространство между боковыми жалюзи и наружными поверхностями секций. Здесь он смешивается с холодным воздухом и поступает к секциям, обеспечивая их нормальную работу. При очень низких температурах на жалюзи навешивают утеплительные чехлы.

Тепловоз ТЭП70. Шахта охлаждающего устройства, схема которого представлена на рис. 147, разделена на две части, по бокам которых в один ряд расположены четыре блока водяных секций с рабочей длиной трубок, равной 1206 мм. Секции 4 первого контура циркуляции (17 шт.) расположены в передней части шахты. Секции 5 второго контура расположены в задней (24 шт.) и в передней (6 шт.) частях шахты. В передней части шахты одна секция 7 масляная, предназначена для охлаждения масла гидропривода вентилятора.

Вода секций 5 второго контура охлаждает масло в водомасляных теплообменниках 9, последовательно включенных между собой, а также наддувочный воздух в трубчатом охладителе 8, в который поступает вода после теплообменников. Каждый контур циркуляции имеет водяной насос 2, 3. К левому ряду секций первого контура

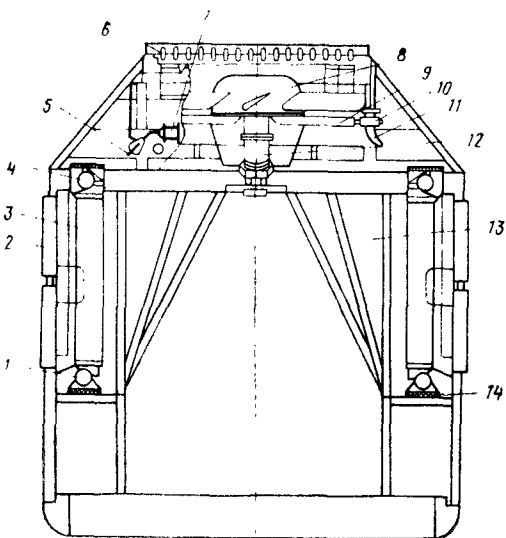


Рис. 148. Шахта охлаждающего устройства тепловоза ТЭП70:

1, 4 — трубчатые коллекторы; 2 — жалюзи боковые; 3 — водовоздушная секция; 5 — ручной привод жалюзи; 6 — жалюзи верхние; 7 — пневмоцилиндр привода жалюзи; 8 — вентиляторное колесо; 9 — спица; 10 — резинометаллический амортизатор; 11 — диффузор; 12 — гидродвигатель; 13 — шахта; 14 — резиновая прокладка

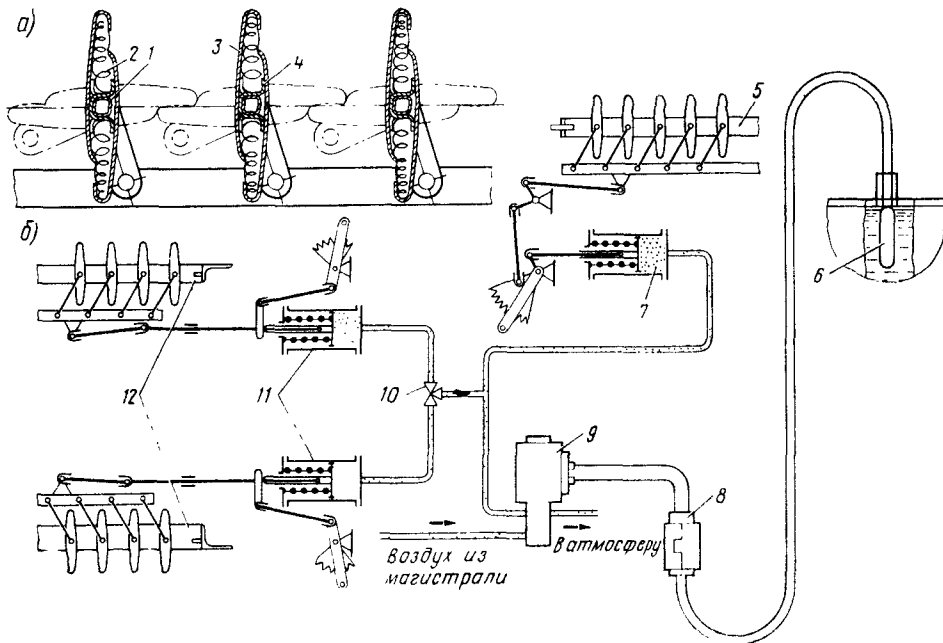


Рис. 149. Устройство жалюзи (а) и схема устройства автоматической защиты дизеля от перегрева (б):

1 — стержень; 2 — войлок; 3 — пластина; 4 — скоба; 5 — жалюзи верхние; 6 — термобаллон термореле; 7 — пневмоцилиндр привода верхних жалюзи; 8 — термореле КРЛ-4; 9 — электропневматический вентиль; 10 — кран трехходовой; 11 — пневмоцилиндр привода боковых жалюзи; 12 — жалюзи боковые

горячая вода от дизеля подводится в верхний коллектор, к правому — в нижний. Во втором контуре вода для охлаждения подводится сначала к нижним коллекторам секций левого ряда.

Обе части шахты 13 (рис. 148) имеют по одному вентилятору 8, приводимому во вращение двигателем 12 гидрообъемного привода. Вентиляторное колесо и гидродвигатель связаны шлицевым соединением. Гидродвигатель закреплен в диффузоре 11 на шести спицах 9, которые связаны с диффузором 11 через амортизаторы (резинометаллические втулки) 10. Под нижними, а также под верхними трубчатыми коллекторами 1, 4, объединяющими блоки секций, подложены резиновые амортизаторы 14 в виде пластин.

Створки боковых жалюзи 2 утеплены и расположены вертикально в два ряда. Створки верхних и боковых жалюзи (рис. 149, а) одинаковы по конструкции. Каждая створка выполнена из двух одинаковых изогнутых пластин 3, соединенных между собой полым квадратным стержнем 1, прохо-

дящим через скобы 4. Пространство между пластинами заполнено войлоком 2. При закрытии жалюзи создается двустороннее уплотнение.

На тепловозе предусмотрено автоматическое управление открытием и закрытием жалюзи для защиты радиаторных секций от переохлаждения. Принципиальная схема устройства, обеспечивающего эту защиту, показана на рис. 149, б. Принцип действия автоматического устройства для защиты дизеля от переохлаждения по температуре воды и температуре масла одинаков. Воздух в цилиндры 11, 7 приводов боковых 12 и верхних 5 жалюзи подводится из воздушной магистрали тепловоза через электропневматический вентиль 9, который включает термореле 8 в зависимости от температуры воды (для первого контура циркуляции) или масла (для второго контура) на выходе из дизеля.

В конструкции привода жалюзи предусмотрена возможность работы только одного ряда створок (верхнего) при эксплуатации тепловоза в зимнее

время года. Для этого валик, соединяющий вилки тяг со штоком цилиндра привода, переставляется головкой в другую сторону, отсоединяя тягу нижней подвижной планки от штока цилиндра привода. На случай выхода из строя автоматического устройства верхних и боковых жалюзи предусмотрены ручные приводы.

Тепловоз ТЭМ2. Шахта охлаждающего устройства 4 расположена в передней части тепловоза (см. рис. 9) и отделена от дизельного перемещения перегородкой с отверстиями для прохода труб. Шахта сварена из продольных и поперечных швеллеров, которые придают ей необходимую жесткость и одновременно являются опорой для секций охлаждающего устройства и вентиляторного колеса. Лобовая стенка капота тепловоза и две песочницы приварены к стенке шахты. Для прохода в шахту в передней лобовой ее стенке имеется дверь. С правой стороны в шахте установлены шесть водяных секций охлаждения дизеля и шесть масляных секций, с левой стороны — двенадцать водяных секций, из них шесть для охлаждения дизеля и шесть для охлаждения наддувочного воздуха. Секции сверху и внизу прикреплены на шпильках к верхнему и нижнему коллекторам, для уплотнения в местах соединения ставят прокладки. Площадь наружной поверхности водяных секций, омываемая воздухом, составляет: секций воды дизеля 252 м²; секций воды воздухоохладителя 126 м².

Снаружи секции имеют боковые жалюзи. Над шахтой холодильника установлен диффузор, через него из шахты удаляются горячий воздух в атмосферу вентилятором. Диффузор сверху закрыт решеткой и имеет верхние жалюзи. Секции радиаторов охлаждающего устройства на тепловозе ТЭМ2 имеют длину 1356 мм. Масляные секции отличаются от водяных расположением трубок. У масляных секций оно коридорное, у водяных — шахматное.

Вентиляторное колесо диаметром 1600 мм имеет шесть пустотелых лопастей, сваренных из тонкой листовой стали и приваренных к барабану под

углом 26° к плоскости вращения. Частота вращения колеса при 750 об/мин вала дизеля 1055 об/мин, мощность, потребляемая вентилятором, 37,5 кВт. Подача вентилятора 130 000 м³/ч, привод — механический от коленчатого вала через редуктор. Жалюзи секций радиатора представляют собой набор створок, закрепленных на рамках сварной конструкции. Створки поворачиваются вокруг своих осей. В открытом положении створки занимают перпендикулярное положение к стенке шахты холодильника, в закрытом положении они перекрывают друг друга, преграждая путь наружному воздуху к секциям. На створках имеются войлочные прокладки, служащие уплотнением, когда створки закрыты. Для раздельного регулирования температуры масла и воды боковые жалюзи разделены на две равные части, каждая из которых закрывает семь секций. Верхние жалюзи укреплены на каркасе диффузора.

Открытие и закрытие жалюзи, а также включение вентилятора осуществляются автоматически при помощи восьми однопредельных датчиков — реле температуры (термореле) типа Т35-01-03, установленных на трубопроводах, отводящих воду и масло из дизеля, и на трубопроводе, подводящем воду к воздухоохладителю. Термореле отрегулированы на следующие пределы срабатывания: по воде, охлаждающей дизель: 76 °С — открытие жалюзи; 84 °С — включение вентилятора; 88 °С — сброс нагрузки; по маслу дизеля: 67 °С — открытие жалюзи; 76 °С — включение вентилятора; 80 °С — световая сигнализация; по воде, охлаждающей наддувочный воздух: 25 °С — открытие жалюзи; 55 °С — включение вентилятора.

При срабатывании термореле электрический сигнал поступит к соответствующему электропневматическому вентилю, открывающему доступ сжатого воздуха в соответствующий пневмоцилиндр привода жалюзи или муфты вентилятора охлаждающего устройства.

46. Секции радиаторов охлаждающего устройства и теплообменники

По конструкции тепловозные секции радиаторов одинаковы и различаются в основном длиной рабочей части трубок. Они представляют собой поверхностный трубчатый одноходовой охладитель с перекрестным ходом теплоносителей (жидкость — воздух). Конструктивное оформление секций предусматривает достижение максимально возможной площади поверхности охлаждения в заданном объеме, возможно более высокий коэффициент теплопередачи и минимальное аэродинамическое сопротивление для прохода воздуха. Секция (рис. 150) состоит из двух пакетов плоскоовальных трубок 2, оребренных медными пластинками 5 с шагом оребрения 2,3 мм (2ТЭ10М, ТЭП70, ТЭМ2). Пакеты, состоящие из четырех рядов трубок, установленных в шахматном порядке, заключены между коллекторами 1. Пластины оребрения имеют небольшие выштампованные бугорки, способствующие завихрению воздуха и увеличению теплопередачи.

Концы трубок вставлены в отверстия решеток трубных коробок 3, для усиления которых к ним приклепаны усилительные пластины 4. Концы трубок развальцованы и припаяны к трубной решетке твердым меднофосфористым припоем. Боковые поверхности секций закрыты щитками 7, предохраняющими секцию от повреждений при транспортировке и складировании.

В верхнюю и нижнюю трубные коробки 3 вставлены стальные коллекторы 1 и припаяны к ним медноцинковым припоем или латунью. Отверстия *a* служат для прохода воды, а отверстия *б* — для шпилек крепления. Трубки 2 изготовлены из томпака-96 (латуни с содержанием меди 96 %). Для улучшения технологии пайки трубные коробки 3 и усилительные пластины изготовлены из меди МЗ. Пластины оребрения 5 отштампованы из медной ленты, теплопроводность которой в 3—4 раза выше, чем у латуни.

Тепло от горячей воды, протекающей по трубкам, передается сначала

путем конвекции внутренним стенкам трубок, затем за счет теплопроводности — наружным стенкам трубок и наконец путем конвекции тепло переходит от трубок в охлаждающий воздух.

Для снижения температурных напряжений в крайних рядах трубок, в которых эти напряжения достигают максимального значения, в крайних рядах между усилительными пластинами установлены по четыре глухих трубки. Эти трубки воспринимают тепловые деформации и снижают напряжение в местах припайки труб к трубной коробке, предохраняя швы от разрушения.

Водомасляные теплообменники. Недостаточная эффективность масловоздушных секций радиаторов и особенно трудности, связанные с эксплуатацией их в зимнее время (загустение масла в трубках, повышение давления масла в них и их разрыв), заставили перейти тепловозостроителей на охлаждение масла водой в качестве промежуточного теплоносителя. По принципу действия и конструкции водомасляные теплообменники тепловозов мало отличаются друг от друга. Различаются они длиной и числом трубок (табл. 5).

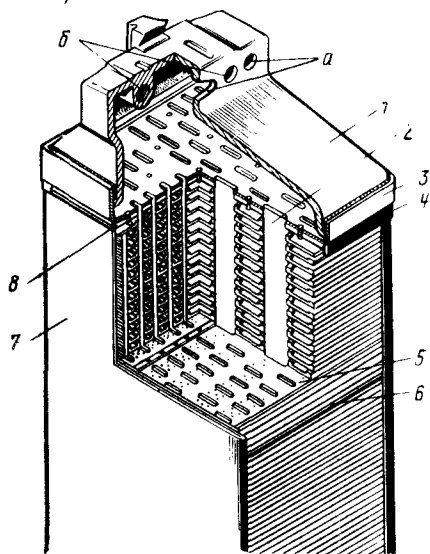


Рис. 150. Водовоздушная секция радиатора: 1 — коллектор; 2 — плоская трубка; 3 — трубная коробка; 4 — усилительная пластина; 5 — пластина оребрения; 6 — стяжка; 7 — боковой щиток; 8 — заклепка

Параметры теплообменников	Тепловозы			
	2ТЭ10М	ТЭП70. 2ТЭ116	2ТЭМ2М	ТЭМ7
Рабочая длина трубок, мм	2000	1548	2×730	1200
Диаметр трубки внутренний (наружный), мм	8(10)	10(15)	10(15)	10(15)
Число трубок в пучке	955	148	55	148
Диаметр и длина теплообменника, мм	472×2484	387×1798	257×1810	378×1438
Число ходов воды	3	2	1	2
Число ходов масла	2×7	10	2×6	8
Площадь поверхности охлаждения, омываемой водой, м ²	47,8	6,7	2,52	5,5
Площадь поверхности охлаждения, омываемой маслом, м ²	59,8	55	22,9	42,6

На тепловозе ТЭП70 трубки имеют наружное поперечно-винтовое оребрение, создаваемое путем раскатки (выдавливания) тонкостенных медных трубок специальным роликом.

Теплообменники тепловоза ТЭП70 (рис. 151) установлены непосредственно на дизеле и соединены между собой последовательно. Каждый из них состоит из цилиндрического корпуса 4, внутри которого размещен пучок медных трубок. Трубки объединены трубными решетками (досками) 2, 6. Решетка 2 зажата между корпусом 4 и крышкой 1, а решетка 6 имеет возможность перемещаться в сальниковом уплотнении, которое состоит из двух резиновых колец. Трубки развальцованы и приварены к трубным решеткам. На пучок труб надета уплотнительная стальная рубашка толщиной 1 мм. В крышке выполнены пе-

регородки, разделяющие поток охлаждающей воды на два хода.

Масло подводится к правому патрубку корпуса 4 и благодаря поперечным сегментным перегородкам 5, делящим охлаждающую полость на десять частей, перетекает из одной полости в другую поперек теплообменника, отдавая максимум тепла охлаждающей воде. Для слива воды из теплообменника и выпуска воздуха на крышках предусмотрены штуцера.

47. Вентиляторные колеса и их привод

Прохождение атмосферного воздуха через радиаторные секции обеспечивается вентилятором с соответствующей подачей, создающим в шахте необходимое разрежение. Тепловозные охлаждающие устройства характеризуются малыми аэродинамическими

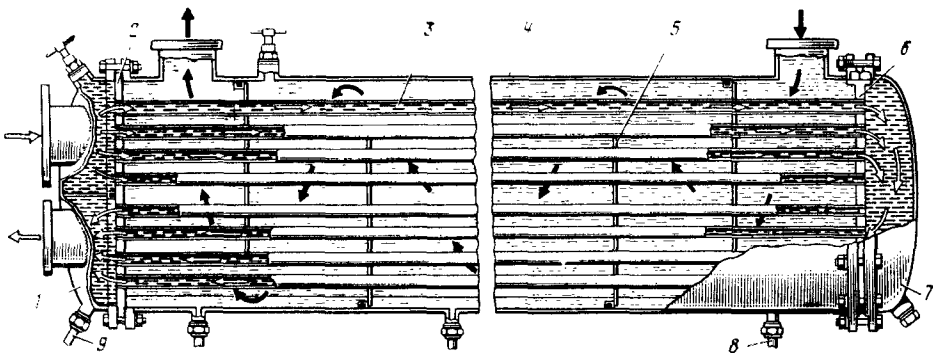


Рис. 151. Водомасляный теплообменник дизеля (5Д49):

1, 7 — крышки; 2, 6 — трубные решетки; 3 — трубки; 4 — корпус; 5 — перегородки; 8 — штуцер для слива масла; 9 — штуцер для слива воды

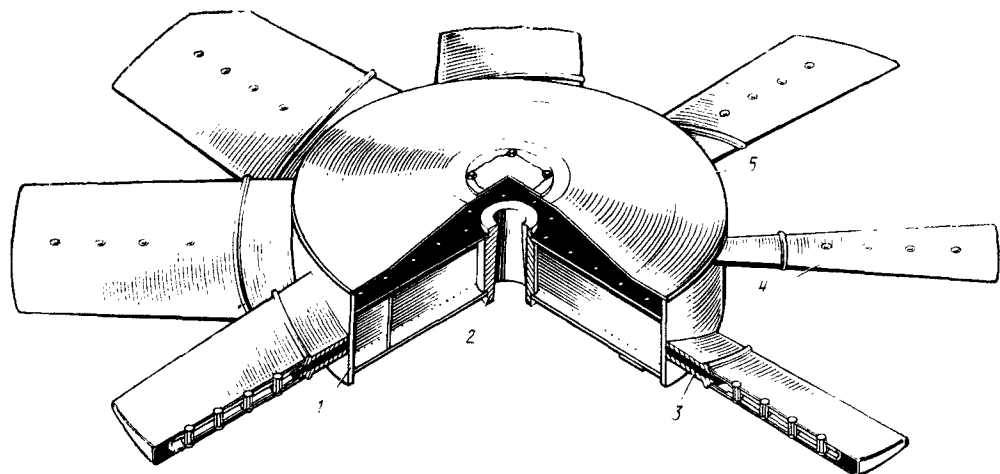


Рис. 152. Вентиляторное колесо:

1 — барабан; 2 — ступица; 3 — воротник жесткости; 4 — лопасть; 5 — обтекатель

сопротивлениями воздушных трактов и большими объемами проходящего через шахту воздуха. Этим условиям лучше удовлетворяют осевые вентиляторы, которые проще в изготовлении, экономичнее, компактнее и легче центробежных. На тепловозах применяют вентиляторы типа ЦАГИ серии У с прямыми, незакрученными пустотелыми лопастями на тепловозах ТЭМ1, ТЭЗ, а также типа УК2 и УК2М с закрученными пустотелыми лопастями: с неравномерной закруткой (УК2) и равномерной (УК2М). На всех современных тепловозах применяют вентиляторы УК2М с к. п. д. 0,8—0,85.

Вентилятор представляет собой барабан 1 (рис. 152) с приваренными к нему посредством воротников жесткости 3 восемью лопастями 4, выполненными из тонколистовой стали. Сверху барабан закрыт обтекателем 5 из листовой стали. В центре барабана закреплена ступица 2 для соединения с валом привода. У вентиляторов тепловоза ТЭП70 лопасти закреплены на барабане с помощью резинометаллических амортизаторов, которые позволяют изменять угол установки лопастей в процессе испытаний для выбора его оптимального значения.

Основными параметрами при выборе вентиляторов для тепловоза являются требуемые подача и напор. Объемная подача вентилятора Q ($\text{м}^3/\text{с}$) подсчитывается как произведение

линейной скорости воздуха u ($\text{м}/\text{с}$), подаваемого вентилятором через фронт секций, на площадь поверхности фронта секций zF (м^2):

$$Q = uzF.$$

Массовая подача (подача воздуха через секции) вентилятора определяется в зависимости от массовой скорости воздуха в секциях u_v , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, и числа секции z . При однорядном расположении секции радиаторов подача

$$Q_v = 3600 u_v \omega z,$$

где ω — живое сечение секции для прохода воздуха, м^2 .

Массовая скорость воздуха в водяных секциях может приниматься в пределах 60—100 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Живое сечение одной секции длиной 1356 мм для прохода воздуха составляет 0,1361 м^2 .

Полный напор H , создаваемый вентилятором, находят как сумму аэродинамических сопротивлений проходу воздуха последовательно: через боковые жалюзи $h_{бж}$, секции h_c , шахту $h_{ш}$ и верхние жалюзи $h_{вж}$:

$$H = h_{бж} + h_c + h_{ш} + h_{вж}.$$

Аэродинамическое сопротивление каждого типа секций находят из эмпирических зависимостей, где аргументом является массовая скорость воздуха u_v . Например для водяных секций $h_c = 0,46 u_v^{1,83}$.

Сопротивления остальных элементов воздушного тракта можно ориентировочно принимать на основе экспериментальных исследований, как доли сопротивления секции h_c . Например, для однорядных радиаторов полное сопротивление всего воздушного тракта (напор H) можно принять равным $H = 2,9 h_c$, а для двухрядных 2,0 h_c .

Для тепловозов разных серий вентиляторы отличаются в основном диаметром, числом лопастей и углом их наклона. В табл. 6 приведены основные параметры тепловозных вентиляторов

Параметры вентиляторов	Тепловозы			
	2ТЭ10В	ТЭП70	ТЭ116	ТЭМ2
Наружный диаметр рабочего колеса, мм	200	1600	1100	1600
Число лопастей	8	8	8	6
Угол наклона лопастей, град	22	27,5	18	26
Номинальная частота вращения, об/мин	1160	1330	1960	1055
Число вентиляторов	1	2	4	1

Приводы вентиляторов. Приводы разделяются на: механический от дизеля (ТЭЗ, ТЭМ2) с помощью карданных валов, углового редуктора и фрикционной муфты; гидромеханический от дизеля (2ТЭ10Л, 2ТЭ10М, 2ТЭ10В) с включением в механическую систему гидродинамической муфты переменного наполнения; гидрообъемный (ТЭП60, ТЭП70, ТЭП75) без механической связи вала вентилятора с валом дизеля; электрический (ТЭ116) с индивидуальным электродвигателем переменного тока для каждого вентилятора.

Затраты мощности дизеля на привод вентиляторов составляют значительную долю — 5—6%. Потребляемая вентилятором мощность определяется как произведение его подачи Q

на суммарный напор H , создаваемый воздушным трактом. При этом учитывается коэффициент полезного действия вентилятора η_v :

$$N_v = \frac{QH}{102\eta_v}$$

Привод вентилятора охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ10В осуществляется от заднего распределительного редуктора 1 (рис. 153) через карданные валы 2, промежуточный вал, установленный в подшипниках редуктора 4 привода синхронного подвозбудителя 3, гидромуфты 5 вентилятора с угловым редуктором, вертикальный карданный вал 2 и вал 13, вращающийся в подшипниках подпятника 7. Чугунный корпус 19 гидромуфты и редуктора гидродинамического

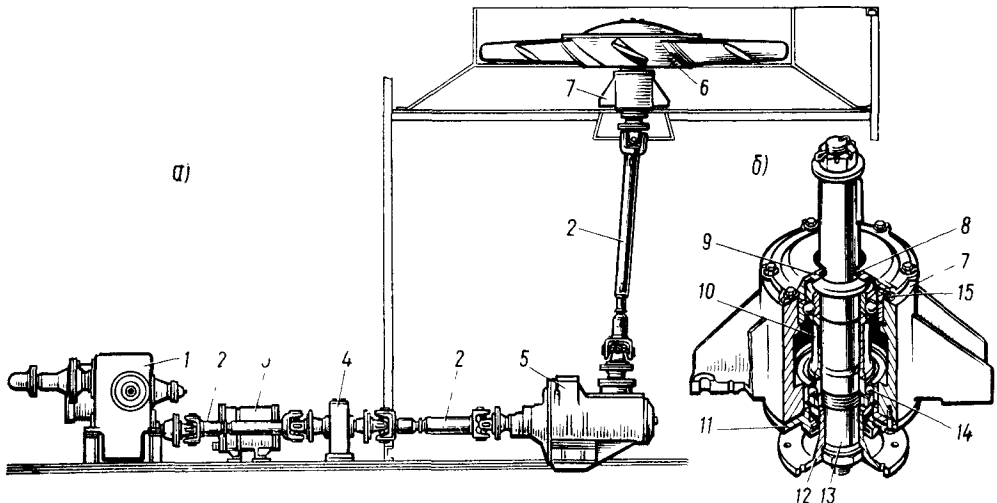


Рис. 153. Привод вентилятора охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ10В (а) и подпятник вентилятора (б):

1 — распределительный редуктор; 2 — карданные валы; 3 — подвозбудитель; 4 — редуктор; 5 — гидромуфты переменного наполнения с редуктором; 6 — колесо вентиляторное; 7 — корпус подпятника; 8 — уплотнительное кольцо; 9, 11 — крышки; 10 — втулка; 12 — фланец; 13 — вал вентилятора; 14 — подшипник; 15 — масленка

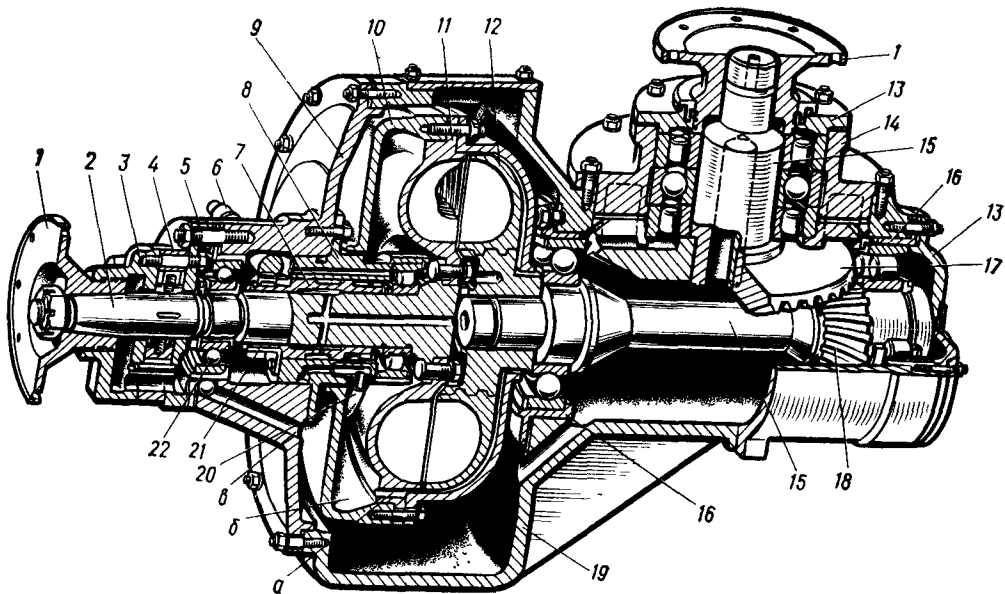


Рис. 154. Гидромуфта переменного наполнения с редуктором:

1 — фланец; 2 — вал приводной; 3 — крышка лопастного насоса; 4 — насос; 5 — фланец насоса; 6 — зубчатая рейка; 7 — втулка-шестерня; 8 — ступица; 9 — фланец корпуса; 10 — чаши колокола; 11 — насосное колесо; 12 — турбинное колесо; 13 — крышка; 14 — подшипниковый стакан; 15 — валы; 16 — гнездо подшипника; 17, 18 — конические шестерни; 19 — корпус; 20 — черпачковая трубка; 21 — шестерня; 22 — шариковый подшипник

привода (рис. 154) имеет две полости: переднюю открытую с торца, предназначенную для размещения гидромуфты, и заднюю с двумя взаимно перпендикулярными расточками, служащими для установки валов 15 конического редуктора. Нижняя часть передней полости служит емкостью для масла, откуда оно через фильтр отсасывается лопастным насосом 4. Передняя полость корпуса закрыта фланцем 9, в расточке которого укреплена ступица 8. В торцевой ее части смонтирован шариковый подшипник, служащий опорой для приводного вала 2. Второй опорой вала является подшипник 22, запрессованный в расточку фланца 9. На коническом хвостовике вала напрессован приводной фланец 1, к фланцу на втором конце вала прикреплено болтами насосное колесо 11 гидромуфты. Турбинное колесо напрессовано на конический хвостовик горизонтального вала 15, вращающегося в шариковом упорном и роликовом подшипниках. Колокол гидромуфты образован двумя чашами 10, прикрепленными к насосу 11.

Насосное и турбинное колеса имеют радиальные лопатки. Колеса гидромуфты отлиты из алюминиевого сплава.

Между ступицей 8 и валом 2 установлена втулка-шестерня 7, представляющая собой втулку, на одном конце которой снаружи нарезаны зубья, а на другом насажена шестерня 21. Зубчатый венец шестерни 21 связан с рейкой 6, а зубья на втором конце втулки входят в зацепление с двумя шестернями 21, приваренными к концам черпачковых трубок 20. Шестерни вместе с черпачковыми трубками могут поворачиваться на пустотелых штуцерах, укрепленных в неподвижной ступице 8.

Гидромуфта заполняется маслом через штуцер из системы дизеля. Подвод масла осуществляется по каналам во фланце 9 и ступице 8, кольцевому зазору между втулкой 7 и ведущим валом 2, затем по каналам внутри вала — во внутреннюю полость между колесами гидромуфты. Из рабочего объема гидромуфты масло поступает по отверстиям в насосном колесе в

дополнительный объем, образованный наружной поверхностью насосного колеса и внутренней поверхностью чаши 10 (полость б). При заполнении гидромуфты маслом вращение от ведущего вала к ведомому горизонтальному валу передается за счет давления потока масла, отбрасываемого от лопаток вращающегося насосного колеса на лопатки турбинного колеса. При полном заполнении маслом полости колокола турбинное колесо имеет максимальную частоту вращения (на 2—3 % меньше частоты вращения насосного колеса за счет «скольжения»). При частичном заполнении колокола маслом частота вращения турбинного колеса будет снижаться в зависимости от степени заполнения колокола. Регулируя степень заполнения колокола маслом, можно регулировать частоту вращения вентилятора, к которому вращение передается от горизонтального вала через конический редуктор и вертикальный карданный вал

Степень заполнения колокола регулируется положением двух черпачковых трубок 20 в пространстве между насосным колесом и колоколом. Трубки 20 укреплены вместе с шестернями на ступице 8. Шестерни входят в зацепление с зубчатым венцом на втулке 7. Концы трубок, входящие в полость а между колоколом и насосным колесом, открыты. Трубки соединены с пустотелыми штуцерами и могут на них поворачиваться вместе с шестернями. К штуцерам подведены каналы, соединенные с выходным масляным штуцером.

Работа черпачковых трубок заключается в следующем. При вращении гидромуфты поток масла проникает через кольцевую щель между насосным и турбинным колесами в периферийную полость б колокола и вращается вместе с ним в виде кольцевой струи. Черпачковые трубки своими открытыми концами устанавливаются неподвижно как раз навстречу этому потоку. Масло, попадая под напором в трубки, отводится через пустотелые штуцера, каналы в ступице и выходной штуцер обратно в дизель. Таким образом, черпачковые трубки служат

для своего рода откачки масла из гидромуфты. Если концы втулок будут занимать периферийное положение, то все масло постепенно будет откачено из колокола, и турбинное колесо не сможет вращаться. Если концы трубок перемещать ближе к центру, то в каждом установившемся положении окажется откаченной из гидромуфты та часть вращающегося потока масла, которая занимала пространство внутри кольца с радиусом, равным расстоянию носка трубки от оси вращения колес. Количество циркулируемого масла между насосным и турбинным колесами будет по принципу сообщающихся сосудов на столько же уменьшен. Изменяя положение черпачковых трубок от крайнего внешнего до крайнего внутреннего [на диаметре (206 ± 3) мм], при котором круг циркуляции заполнен, можно в широком диапазоне непрерывно изменять частоту вращения вентилятора.

Изменение положения черпачковых трубок осуществляется рейкой 6, связанной с гидравлическим поршневым приводом. Рейка, имеющая максимальное перемещение, равное (43 ± 1) мм, входит в зацепление с зубчатым венцом на втулке 7, второй конец которой поворачивает шестерни и вместе с ними черпачковые трубки.

Гидрообъемный привод вентиляторов охлаждающего устройства тепловоза ТЭП70 идентичен приводу вентиляторов тепловоза ТЭП60. Он состоит из четырех гидромашин типа МН250/100, из которых две работают в режиме гидрообъемных насосов и две в режиме двигателей. В отличие от гидродинамического привода, в котором используется кинетическая энергия жидкости, гидрообъемный привод основан на использовании энергии статического давления жидкости.

Схема гидрообъемного привода представлена на рис. 155. От вала дизеля через повышающий редуктор (мультипликатор) 1 приводятся в действие два гидронасоса 2, 3, закачивающих масло из бака-фильтра 10 и подающих его к гидродвигателям 7, где энергия давления масла превращается в механическую энергию вращения

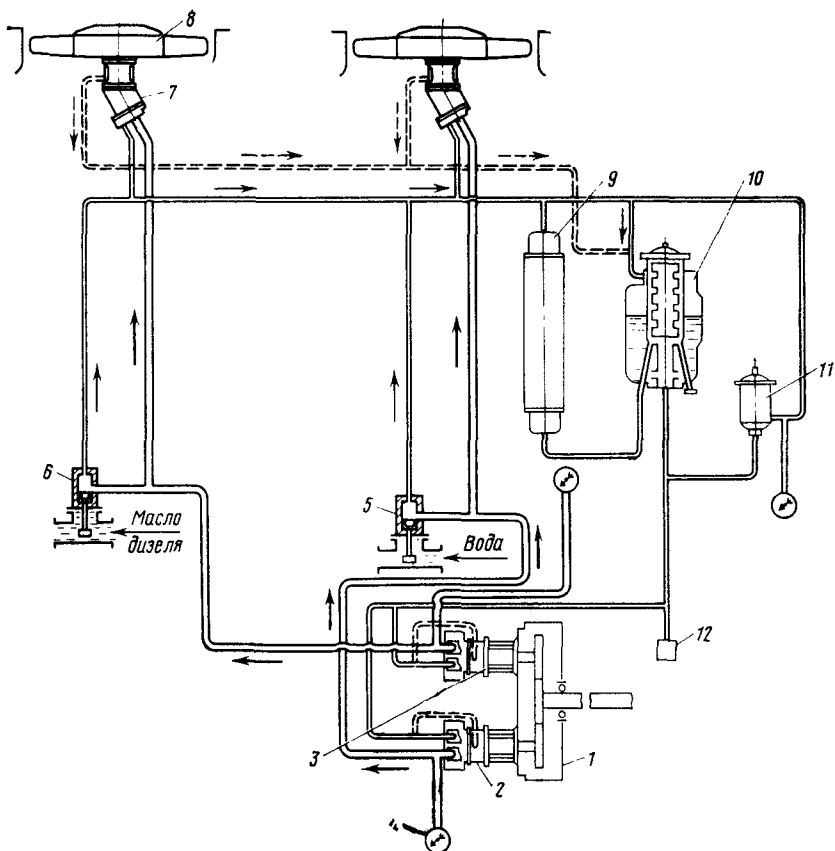


Рис. 155. Схема гидрообъемного привода вентиляторов охлаждающего устройства теплового ТЭП70:

1 — мультипликатор; 2, 3 — насосы; 4 — манометры; 5, 6 — терморегуляторы; 7 — гидродвигатели; 8 — вентиляторы; 9 — секция для охлаждения масла; 10 — фильтр-бак; 11 — фильтр тонкой очистки; 12 — клапан сливной

вентиляторов 8. В номинальном режиме работы дизеля гидронасосы обеспечивают максимальную подачу масла, заставляя гидродвигатели вращать вентиляторы с максимальной частотой — 1330 об/мин. Изменение частоты вращения вентиляторов достигается перепуском масла после гидронасосов мимо гидродвигателей. Изменение перепуска выполняют терморегуляторы 5, 6, имеющие датчики температур, омываемые водой или маслом дизеля. Под действием температуры среды изменяется объем наполнителя датчика, что вызывает перемещение золотника терморегулятора, уменьшающего или увеличивающего перепуск масла от гидронасосов, минуя гидродвигатели.

В систему гидропривода включен фильтр тонкой очистки масла 11, не

пропускающий частицы более 25 мкм, и бак-фильтр 10, служащий одновременно и резервуаром для масла и фильтром, задерживающим частицы более 45 мкм. Для поддержания нормальной рабочей температуры масла в системе гидропривода (60—70 °С) предусмотрено охлаждение масла в одной масловоздушной секции 9, устанавливаемой в шахте охлаждающего устройства.

Гидронасос и гидродвигатель по конструкции одинаковы. Они представляют собой аксиально-поршневые машины, состоящие из корпуса 1 (рис. 156), в котором на двух двухрядных бочкообразных роликовых подшипниках 20 и двух однорядных радиально-упорных шариковых подшипниках расположен вал 2 со шлицевым хвостови-

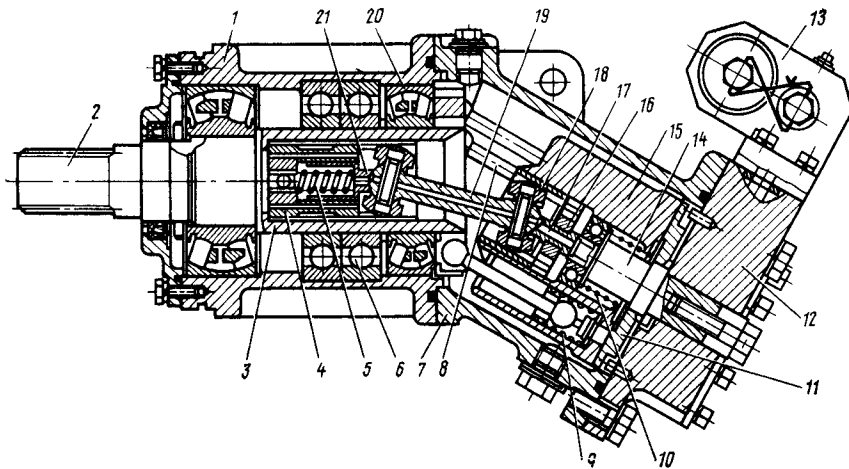


Рис. 156. Гидромашина:

1 - корпус; 2 - вал; 3, 18 - втулки; 4, 16 - буксы; 5, 10 - пружины; 6, 20 - подшипники; 7 - корпус блока цилиндров; 8 - шатуны; 9 - поршни; 11 - маслораспределитель; 12 - крышка; 13 - клапанная коробка; 14 - ось; 15 - блок цилиндров; 17, 21 - упоры; 19 - карданный вал

ком, на который надевается либо приводная шестерня редуктора, если машина служит гидронасосом, либо вентиляторное колесо, если машина является гидродвигателем.

В корпусе 7, прифланцованном к корпусу 1 под углом 35° , размещен блок цилиндров 15, по периферии которого имеется девять цилиндрических гнезд под бронзовые поршеньки. Поршеньки соединены шатунами 8 с фланцем вала 2 посредством вкладышей. Обе шаровые головки шатунов завальцованы в поршне и вкладыше, так чтобы могли поворачиваться в них от руки. Поршеньки и цилиндры образуют прецизионные пары с зазором $0,025-0,045$ мм.

Блок цилиндров центрирован с помощью радиально-упорного подшипника на оси 14, удерживаемой в крышке 12 болтом. Под действием пружины 10 блок торцом постоянно прижат к неподвижному бронзовому маслораспределителю 11.

В центральные расточки вала 2 и блока цилиндров 15 вставлены бронзовые втулки 3 и 18, сопряженные со стальными буксами 4 и 16. Вал и блок цилиндров связаны между собой не только шатунами 8, но и синхронизирующим карданным валом 19. Сферические торцовые поверхности карданного вала сопряжены с бронзовыми

упорами 21 и 17, вставленными в гнезда букс. Прижатие упора 21 к головке карданного вала обеспечивается пружиной 5. Для смазывания трущихся деталей корпус гидромашин заполняют маслом чуть выше блока цилиндров.

Работа гидромашин заключается в следующем. Вал 2, соединенный с редуктором привода гидронасосов, вращаясь, увлекает за собой при помощи карданного вала 19 и блок цилиндров. При вращении блока цилиндров, расположенного под углом к оси вращения вала 2, поршеньки цилиндров будут поступательно перемещаться в них благодаря непрерывному изменению расстояния между дном цилиндров и плоскостью вращения головок шатунов во фланце вала. За каждый оборот вала поршеньки совершат движение взад и вперед. Дно каждого цилиндра оканчивается овальным отверстием, выходящим на поверхность неподвижного маслораспределителя 11, на поверхности которого имеются два полукольцевых канала. Один соединен с нагнетательной магистралью, другой — с всасывающей (сливной). При вращении блока цилиндров овальные отверстия будут соединяться то с одним каналом, то с другим. Цилиндры, проходящие мимо верхнего полукольцевого канала, будут запол-

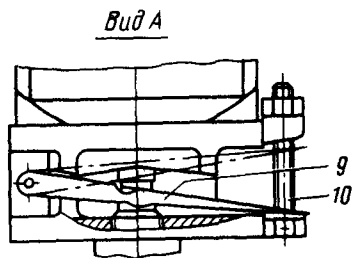
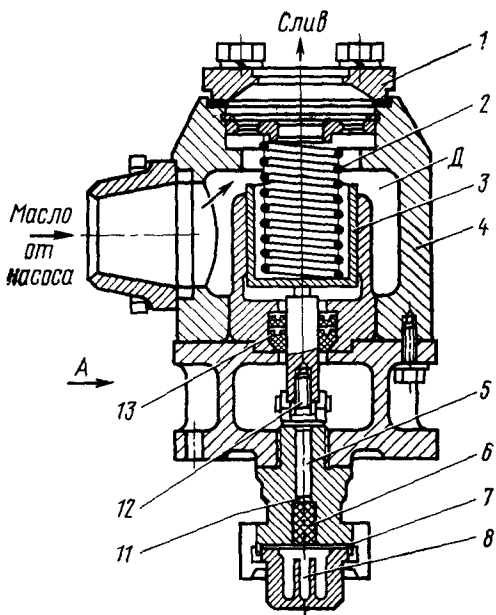


Рис. 157. Терморегулятор:

1 — фланец; 2 — пружина; 3 — золотник; 4 — корпус; 5 — толкатель; 6 — пробка; 7 — диафрагма; 8 — датчик температуры с наполнителем; 9 — вилка; 10 — болт; 11 — предохранитель; 12 — регулировочный винт; 13 — манжета; Д — кольцевая щель

няться маслом за счет разрежения, создаваемого при движении поршеньков вверх по наклонной линии. Эти поршеньки при повороте блока цилиндров на полоборота, находясь в нижнем положении, будут, двигаясь вниз, выталкивать масло в нагнетательный трубопровод через нижний полукольцевой канал. Таким образом, в каждом из девяти цилиндров поршень за каждый оборот блока цилиндра будет то всасывать масло в рабочую полость цилиндра, то выталкивать (нагнетать) его в нагнетательный трубопровод.

Масло, поступающее по нагнетательному трубопроводу, к гидродвигателям подводится через маслораспределитель под поршни блока цилиндров гидродвигателей. Воздействуя на поршни той части цилиндров, которая соединена с нагнетательным полукольцевым каналом маслораспределителя, масло перемещает поршни со штоками, которыми они связаны с фланцем вала 2. Так как передаваемые штоками усилия направлены под углом к торцу вала, то тангенциальные составляющие этих усилий приводят вал и связанное с ним вентиляторное колесо во вращение. Карданный вал обеспечивает синхронизацию вращения вала и блока цилиндров. Цилиндры при вращении блока, прохо-

дящие мимо полукольцевого канала маслораспределителя, связанного со сливной магистралью, опорожняются, а цилиндры, связанные с нагнетательной магистралью, — заполняются маслом. Таким образом, обеспечивается непрерывное вращение вентилятора.

Для того чтобы преодолеть момент сопротивления вращению вентилятора, требуется значительное давление масла на поршни блока цилиндров. Благодаря повышающему редуктору блок цилиндров гидронасоса имеет высокую частоту вращения, что обеспечивает большую подачу масла насосом и высокое его давление в нагнетательном трубопроводе 10—12 МПа. Для защиты системы гидропривода от чрезмерного повышения давления на крышке 12 установлена клапанная коробка 13, клапаны которой отрегулированы на давление (15 ± 1) МПа. При постоянной частоте вращения вала дизеля частота вращения вентилятора изменяется перепуском части масла из нагнетательной в сливную магистраль. При этом в соответствии с изменением количества масла, подаваемого гидродвигателю, изменяется и его давление. Изменение количества перепускаемого на слив масла осуществляет терморегулятор.

В нижней части терморегулятора (рис. 157) находится датчик температуры 8 и толкатель 5. Датчик заполнен твердым наполнителем (церезином, смешанным с алюминиевой пудрой). Сверху датчик закрыт резиновой диафрагмой 7. Перемещение золотника 3 вниз или вверх увеличивает или уменьшает щель D на слив масла из нагнетательной магистрали обратно во всасывающую магистраль гидронасоса.

Бак-фильтр и фильтр тонкой очистки масла гидропривода. Бак-фильтр 10 (см. рис. 155) служит для компенсации объемного расширения масла при изменении его температуры, для пополнения утечек в гидромашине и системе, а также создания подпора на всасывании в гидронасосах и фильтрации масла. Кроме того, в баке-фильтре происходит непрерывное удаление воздуха из системы при ее заполнении и в процессе работы привода. Объем бака-фильтра составляет 36 л, рабочий диапазон уровней масла отмечен на мерном стекле. Он соответствует 17 л масла. Так как при работе масло нагревается и его объем увеличивается, то при заправке не следует заливать масло до уровня, превышающего верхнюю отметку.

Масляный фильтр тонкой очистки состоит из бумажных фильтрующих секций, насаженных на отводную трубу с отверстиями. Масло, подведенное в корпус фильтра, проходит через бумажные секции и очищенное по трубе направляется к гидронасосам.

Привод вентилятора охлаждающего устройства тепловоза ТЭМ2. Пере-

дача мощности к вентилятору осуществляется от переднего конца коленчатого вала через вал привода масляного насоса дизеля. Взаимосвязь отдельных элементов привода можно уяснить из общего вида теплового (см. рис. 9). Валопровод к вентилятору состоит из горизонтальных валов, промежуточной опоры, углового редуктора с фрикционной муфтой, вертикального карданного вала и подпятника вентиляторного колеса.

Карданный вал (рис. 158) между дизелем и промежуточной опорой имеет с одной стороны обычную карданную головку с игольчатыми подшипниками, а с другой — головку с резиновыми втулками. Резиновые втулки снижают динамические нагрузки, возникающие в приводе вентилятора. Остальные карданные валы автомобильного типа (ГАЗ-51) с шарнирами «Гука» по концам на игольчатых подшипниках. Карданные головки допускают перекося осей соединенных валов на 2—3°. Компенсация длины карданных валов происходит за счет имеющихся на них шлицевых соединений. Промежуточная опора имеет стальной корпус, в расточке которого на двух шариковых подшипниках установлен промежуточный вал с коническими хвостовиками. На хвостовики в горячем состоянии закреплены соединительные фланцы. Корпус с боков закрыт чугунными крышками с войлочными уплотнениями.

Подпятник вентилятора (см. рис. 153, б) по конструкции одинаков с подпятником теплового 2ТЭ10В. Он имеет литой стальной корпус 7, в рас-

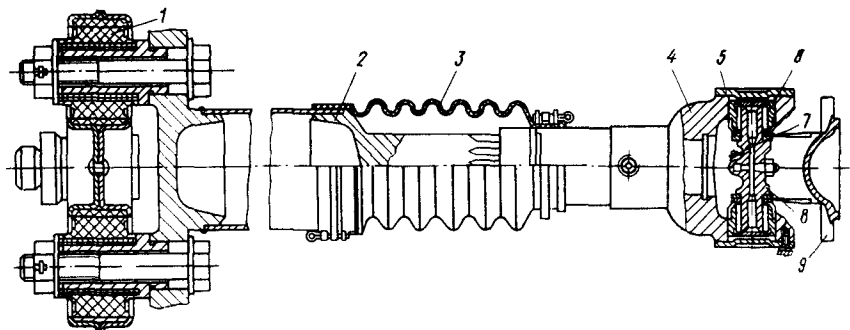


Рис. 158. Карданный горизонтальный вал привода вентилятора тепловоза ТЭМ2:

1 — головка; 2 — вал шлицевой; 3 — чехол; 4 — вилка шлицевая; 5 — крышка; 6 — игольчатый подшипник; 7 — пресс-масленка; 8 — крестовина; 9 — фланец

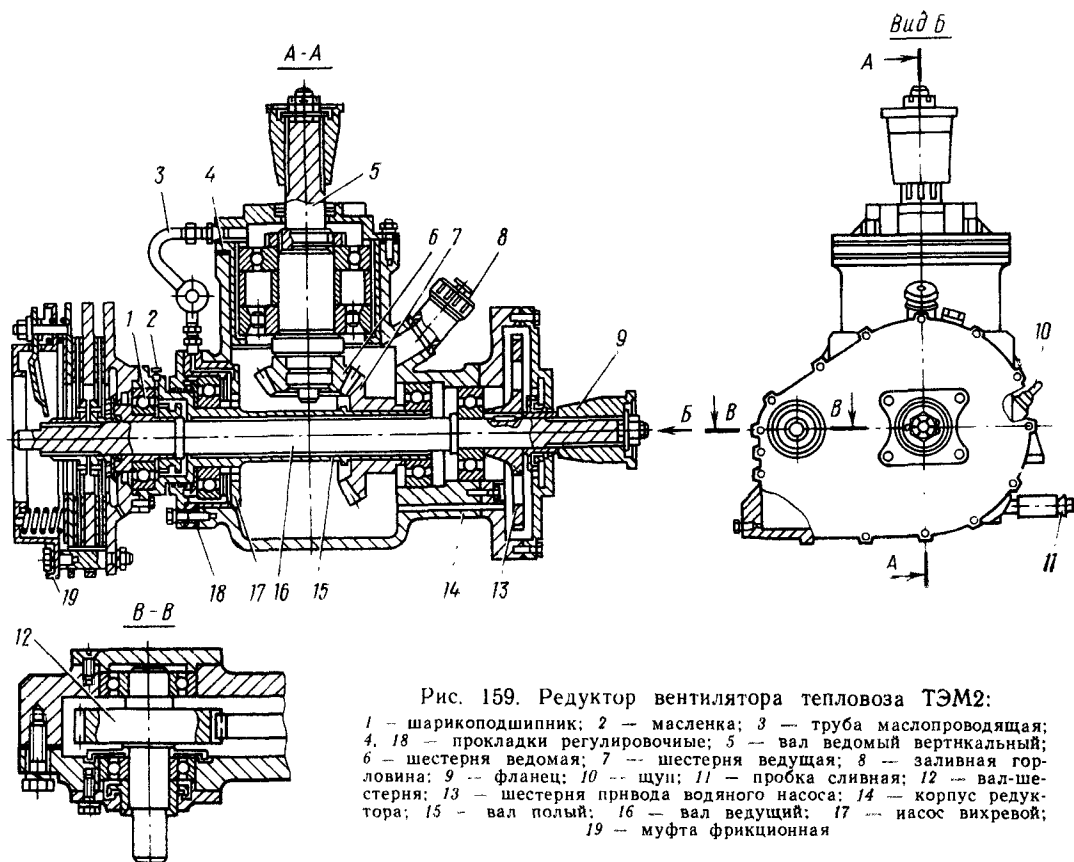


Рис. 159. Редуктор вентилятора тепловоза ТЭМ2:

- 1 — шарикоподшипник; 2 — масленка; 3 — труба маслопроводящая; 4, 18 — прокладки регулировочные; 5 — вал ведомый вертикальный; 6 — шестерня ведомая; 7 — шестерня ведущая; 8 — заливная горловина; 9 — фланец; 10 — шунт; 11 — пробка сливная; 12 — вал-шестерня; 13 — шестерня привода водяного насоса; 14 — корпус редуктора; 15 — вал полый; 16 — вал ведущий; 17 — насос вихревой; 19 — муфта фрикционная

точках которого установлен вал 13 вентиляторного колеса на двух шарикоподшипниках 14. Между внутренними кольцами подшипников установлена распорная втулка 10. Подпятник сверху и снизу закрыт крышками 9, 11 с штуцерами для смазывания подшипников. Для удержания масла в нижней крышке установлен самоподжимной сальник. На тепловозах ТЭМ2 с № 500 втулка имеет диск с лабиринтами для удержания масла в верхнем подшипнике.

Редуктор вентилятора (рис. 159) состоит из чугунного корпуса 14, в расточках которого на шариковых подшипниках установлены горизонтальный полый 15 и вертикальный 5 валы с насаженными на них в горячем состоянии коническими шестернями с круговыми зубьями. Горизонтальный полый вал 15 присоединен своим фланцем к фланцу 19 фрикционной муфты. Внутри вала 15 проходит ведущий вал 16, вращающийся на шариковых

подшипниках, установленных в расточках полого вала и корпуса. На валу 16 закреплены на шлицах два ведущих диска с фрикционными накладками. Фрикционные диски имеют возможность перемещаться по валу по мере их износа.

На ведущем валу укреплен на шпонке шестерня 13 привода водяного насоса второго контура охлаждения. Шестерня входит в зацепление с валом-шестерней 12, установленной на шарикоподшипниках в корпусе.

Ведущий вал 16, соединенный с приводным карданным валом, не передает вращение вентиляторному колесу, если фрикционные диски вала не прижаты к фланцу. Включение муфты 19 осуществляет специальный электропневматический механизм, приводимый в действие с пульта управления. Предусмотрено также ручное включение муфты. При включении муфты освобождаются внутренние концы шести коромысел, удерживающих своими

внешними концами двенадцать пружин. Освобожденные от нажатия пружины воздействуют на нажимной диск муфты и прижимают ведущие фрикционные диски к ведомому фланцу. За счет появившейся силы трения между дисками и фланцами муфты вращение от ведущего вала передается полумуфте конической шестерней, а от нее — вертикальному валу вентилятора.

48. Автоматическое регулирование температуры воды и масла дизеля

Температура охлаждающей воды и масла на выходе из дизеля существенно влияет на его экономичность и срок службы. От температуры охлаждающих жидкостей зависят: износ цилиндро-поршневой группы, механические потери на трение, полнота сгорания топлива, к. п. д. и т. д. Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) установлено, что при повышении температуры масла с 53 до 75 °С, приводящем к снижению вязкости масла, мощность дизеля в результате уменьшения потерь на трение повышается примерно на 5%. Увеличение температуры охлаждающей воды с 60 до 75 °С также влечет за собой повышение мощности дизеля (около 1%). Повышение температуры жидкости особенно благоприятно сказывается на работе дизеля на холодном ходу и малых нагрузках при низких температурах окружающего воздуха. Износ цилиндрических втулок при температуре воды 50 °С в 2 раза больше, чем при 80 °С. Столь интенсивное нарастание износа при низких температурах воды объясняется увеличенным отложением нагара, способствующего износу, а также коррозионным воздействием топлива и масла на стенки цилиндров, которое проявляется тем больше, чем больше серы содержится в топливе и масле и чем ниже температура стенок. Кроме того, при пониженных температурах стенок цилиндров распыленное топливо полностью не сгорает, оно падает на стенки цилиндров и разжижает масло. Особенно неблагоприятно на работе дизеля сказывается рез-

кое колебание температур жидкостей, так как это приводит к деформации деталей, что также увеличивает их износ. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы температуры охлаждающих жидкостей находились вблизи границ верхнего предела, амплитуды их колебаний были не более 3—5 °С. Очевидно, что такие условия можно выдержать только при автоматическом регулировании температуры воды и масла. Поэтому современные тепловые двигатели почти все строятся с таким регулированием. Чтобы избежать температурных деформаций деталей, разность температур воды и масла на выходе из дизеля и входе в него должна быть 6—10 для воды и 10—15 °С для масла.

Так как выделения тепла дизеля в воду и масло зависят от частоты вращения его вала, то при изменениях режима работы дизеля соответственно должна меняться и теплоотдающая способность охлаждающего устройства. Если при одной и той же позиции контроллера нагрузка на дизель уменьшится, то его тепловыделение в воду и масло снизится, а вентилятор, продолжая работать с той же частотой вращения, будет прогонять через секции неизменное количество воздуха и рассеивать в атмосферу тепла больше, чем выделяет дизель. Это приведет к переохлаждению воды и масла, что неблагоприятно отразится на работе дизеля. Иными словами, если не управлять работой вентилятора, то рабочие жидкости будут почти всегда переохлаждены, так как расчетные режимы в эксплуатации бывают не часто. Поэтому задачей автоматического регулирования является поддержание оптимальной температуры дизеля независимо от его нагрузки и температуры наружного воздуха. Достигается это регулированием температур охлаждающих жидкостей за счет изменения подачи воздушного потока через охлаждающие секции в зависимости от уровня температур теплоносителей. Изменение подачи воздуха через секции радиаторов осуществляется либо прикрытием боковых и верхних жалюзи, либо включением-выключением

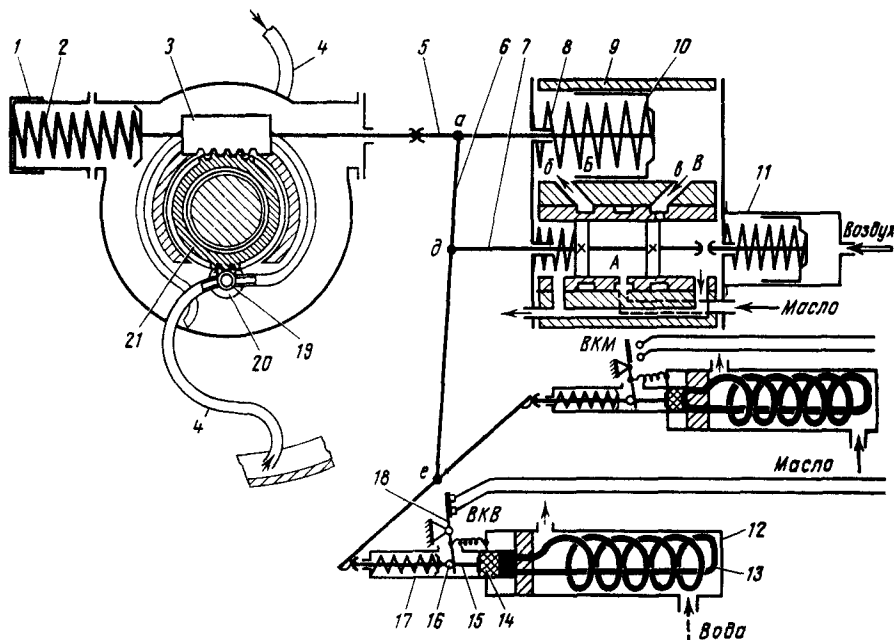


Рис. 160. Схема устройства автоматического управления работой гидромуфты:

1 — гайки; 2 — пружина; 3 — рейка зубчатая; 4 — черпачковые трубки; 5, 15 — штоки; 6 — рычаг обратной связи; 7 — шток золотника; 8 — пружина; 9 — корпус; 10 — силовую поршень; 11 — пневмоцилиндр; 12 — терморегулятор; 13 — термобаллон; 14 — резиновая пробка; 16 — рычаг штока; 17 — гильза; 18 — рычаг для замыкания контактов микропереключателя; 19 — ось-штуцер; 20 — шестерня; 21 — втулка-шестерня

вентилятора, либо бесступенчатым изменением частоты вращения вентилятора.

На современных тепловозах применяется, как правило, система регулирования температуры теплоносителей с бесступенчатым изменением частоты вращения вентилятора. На тепловозе 2ТЭ10В в систему автоматического регулирования температуры воды и масла входят терморегуляторы воды и масла, гидравлический поршневой привод рейки черпачковых трубок гидромуфты переменного наполнения, микропереключатели, электропневматические вентили с пневмоцилиндрами привода жалюзи.

Схема устройств автоматики управления работой охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ10В представлена на рис. 160. Терморегуляторы воды (ТРВ) и масла (ТРМ) расположены по обеим сторонам гидравлического поршневого привода (серводвигателя) рейки черпачковых трубок. Штоки терморегуляторов головками регулировочных болтов, ввернутых в штоки,

упираются в горизонтальный палец, соединяющий щеки рычага 6 жесткой обратной связи серводвигателя. При повышении температуры охлаждающей жидкости (воды или масла) выше нормы твердый наполнитель церезин, находящийся в змеевике термобаллона 13 и омываемый охлаждающей жидкостью, расширяется и воздействует на резиновую пробку 14 со штоком 15. Шток 15, перемещающийся в гильзе 17, передвигает по прорези гильзы рычаг 16, ввернутый в шток, тем самым освобождает рычаг 18, который под воздействием пружины замыкает контакты микропереключателей ВКВ или ВКМ. Микропереключатели включают электропневматические вентили, управляющие открытием боковых и верхних жалюзи. Каждый терморегулятор действует на жалюзи только своей системы охлаждения. Верхние жалюзи открываются при включении любого микропереключателя, а закрываются только после выключения обоих микропереключателей.

При определенных условиях открытие жалюзи может быть достаточным для охлаждения воды в секциях радиаторов. Если температура регулируемой жидкости начинает понижаться, объем твердого наполнителя гермобаллонов уменьшается и резиновая пробка 14 перемещается штоком 15 под действием пружины в первоначальное положение. Шток ввернутым в него рычагом 16 отводит рычаг 18 и размыкает контакты микропереключателя, тем самым закрывает жалюзи.

В том случае если открытием жалюзи не удастся поддерживать температуру на необходимом уровне и она продолжает расти, включается вентилятор и дальнейшее регулирование температуры обеспечивается изменением частоты его вращения с помощью гидромфты переменного наполнения. Управление режимом работы гидромфты осуществляется следующим образом. Церезин, нагретый в термобаллоне, омываемым жидкостью, перемещает через пробку 14 шток 15, который после включения посредством рычага 18 жалюзи, двигаясь дальше, упирается регулировочным болтом в палец рычага 6 обратной связи, поворачивая рычаг по часовой стрелке относительно точки *a*. Вместе с рычагом 6 двигается и шток золотника 7, который своими дисками откроет окна *b* и *в*, сообщая тем самым полость *B* цилиндра силового поршня 10 серводвигателя с полостью *A* между дисками золотника, а полость *B* — с каналом, ведущим на слив масла. Масло, подведенное в полость *A* от насоса фильтра центробежной очистки масла, поступает по каналу 6 в полость *B* и перемещает поршень 10 вправо. Масло из полости *B* идет на слив. Вслед за поршнем 10 перемещается рейка черпачкового устройства, входящая в зацепление с шестерней приводной втулки 21. Зубья, нарезанные на втором конце втулки 21, сцеплены с зубьями шестерен 20, к которым приварены черпачковые трубки 4. Поворачиваясь на пустотелых штуцерах 19, шестерни отводят концы черпачковых трубок от периферийной зоны колокола гидромфты, тем самым уменьшая опороз-

нение от масла рабочей полости колес гидромфты. Частота вращения вентилятора при этом увеличивается. Процесс увеличения частоты вентилятора будет продолжаться до тех пор, пока не прекратится рост температуры охлаждающих жидкостей. При этом увеличение объема церезина прекращается и шток 15 терморегулятора останавливается. Поршень 10, двигавшийся вправо в процессе регулирования температуры жидкости, перемещает рычагом 6 золотник 7 до момента перекрытия его дисками каналов *b* и *в*. Как только диски золотника возвращаются в свое среднее положение, прекращается слив масла из полости *B* и силовой поршень останавливается. Таким образом, благодаря рычагу 6 силовой поршень всегда перемещает золотник в сторону прекращения своего движения, т. е. в нейтральное положение. Поэтому рычаг 6 называют рычагом обратной связи.

При понижении температуры перемещение деталей механизма происходит в обратном направлении. Золотник 7 под действием пружины перемещается вправо, сообщая полость *A* с полостью *B*, и поршень 10 двигается влево до момента, пока рычагом обратной связи 6 он не установит золотник в положение перекрытия канала *в*. Если при каком-то установившемся режиме изменяется температура регулируемой жидкости, после окончания процесса регулирования точка *d* всегда занимает одно и то же положение (положение перекрыши), а точки *a* и *e* перемещаются в соответствии с новым режимом. Поэтому работу рычага 6 обратной связи можно представить себе как качание относительно неподвижной точки *d*, следовательно, и ход силового поршня будет пропорционален ходу штока терморегулятора.

Так как отношение плеч $ad : de$ рычага обратной связи равно 9 (выбрано из условий устойчивости САР), то на 1 мм хода штока терморегулятора приходится 8 мм хода силового поршня. Отсюда для всего диапазона регулируемой частоты вращения вала гидромфты (ход рейки 42 мм) необхо-

димо примерно 5 мм хода штока терморегулятора, что составляет 5°C изменения температуры (нагрев на 1°C вызывает около 1 мм хода штока терморегулятора). Из сказанного ясно, что при изменении режима работы охлаждающего устройства температура жидкости также будет изменяться в пределах 5°C .

При переходе на ручное управление температура воды и масла регулируется включением и выключением боковых и верхних жалюзи, а также вентилятора. При включении тумблера вентилятора на пульте управления в пневмоцилиндр *II* подается сжатый воздух, который перемещает поршень влево, сжимая пружину, и через толкатель устанавливает золотник в крайнее левое положение. Полость *A* сообщается с полостью *B* серводвигателя и масло, поступившее через канал *b*, перемещает поршень в крайнее правое положение. При этом устанавливается максимальная частота вращения колеса вентилятора для каждой позиции контроллера машиниста.

На тепловозе ТЭП70 также применено автоматическое регулирование температуры охлаждающих жидкостей путем изменения количества атмосферного воздуха, проходящего через секции радиаторов. Регулирование частоты вращения вентиляторных колес охлаждающего устройства достигается изменением давления масла, поступающего к гидродвигателям. Управление процессом регулирования частоты вращения вентиляторов осуществляют терморегуляторы (см. рис. 157), установленные в трубопроводах воды и масла на выходе дизеля.

При температуре жидкости, омывающей датчик температуры ($69 \pm 1^{\circ}\text{C}$) объем наполнителя начнет увеличиваться и через диафрагму *7* и пробку *б* будет перемещать золотник *З* вверх. При этом будет уменьшаться щель *Д*. Масло начнет поступать к гидродвигателю, который приведет во вращение вентиляторное колесо. Ког-

да золотник полностью перекроет щель *Д*, все масло от гидронасоса поступит к гидродвигателю, обеспечивая максимальную частоту его вращения. Это произойдет при температуре воды и масла, омывающих датчик, выше ($80 \pm 2^{\circ}\text{C}$). При температуре ниже ($69 \pm 1^{\circ}\text{C}$) объем наполнителя уменьшается и пружина *2* возвращает золотник в нижнее положение, все масло от гидронасоса через щель проходит на перепуск и циркулирует в гидросистеме, не поступая к гидродвигателю; вентиляторное колесо не вращается и дальнейшего охлаждения воды или масла не происходит. При промежуточных температурах охлаждающей жидкости сливная щель *Д* перекрывается частично, и вентиляторное колесо будет работать с частотой, пропорциональной количеству поступающего к гидродвигателю масла. Таким образом, устанавливается бесступенчатое регулирование частоты вращения гидродвигателя при помощи терморегулятора. В случае выхода из строя датчика температуры золотник может быть поднят вручную при помощи болта *10* и вилки *9*. Подъем вилки необходимо выполнять без рывков. Если при поднятой вилке дизель будет заглушен, то новый пуск разрешается производить только с опущенной вилкой. Для небольшой корректировки характеристики терморегулятора предусмотрен регулировочный винт *12*. Например, если вентилятор начинает вращаться при температуре ниже 68°C , то винт ввертывают на один оборот в тело золотника, и вентилятор начнет вращаться при температуре на 2°C позже. Если же вентилятор начнет вращаться при температуре выше 70°C , то винт *12* необходимо вывернуть на 1—1,5 оборота.

Регулирование температуры воды и масла дизеля производится не только за счет изменения частоты вращения вентиляторов, но и путем открытия или закрытия жалюзи охлаждающих устройств в зависимости от температуры воды и масла.

49. Отбор мощности от дизеля для привода вспомогательного оборудования

На привод агрегатов и механизмов, обеспечивающих работу дизеля и вспомогательных электрических машин, затрачивается значительная мощность. Для различных серий тепловозов затраты составляют 8—12% эффективной мощности дизеля. Из вспомогательных машин основными потребителями энергии являются вентиляторы охлаждающего устройства (4—6%), компрессор (около 2%), вентиляторы охлаждения электрических машин (2—2,5%), двухмашинный агрегат или стартер-генератор с синхронным возбудителем (около 1,5%).

На тепловозах отбор мощности от дизеля производится, как правило, с обоих концов его коленчатого вала через распределительные редукторы. На тепловозе 2ТЭ10В со стороны генератора получают вращение через передний распределительный редуктор вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки, тормозной компрессор, двухмашинный агрегат. Ведущий вал распределительного редуктора соединен с валом генератора и валом компрессора пластинчатыми муфтами.

Задний распределительный редуктор тепловоза 2ТЭ10В, связанный с коленчатым валом дизеля промежуточным валом, передает мощность дизеля вентилятору охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки, синхронному подвозбудителю генератора через промежуточный редуктор и вентилятору охлаждающего устройства через гидродинамический привод с угловым редуктором.

Распределительные редукторы. Редукторы тепловоза 2ТЭ10В по конструкции аналогичны друг другу и имеют много взаимозаменяемых деталей. Передний и задний редукторы имеют чугунные корпуса, состоящие из двух разъемных картеров. В корпусах выполнены по три поперечных и одной продольной расточки для валов с под-

шипниками. Над каждой расточкой при литье предусмотрены корытообразные ванночки, куда при разбрызгивании собирается масло для подачи его по каналам к подшипникам валов. Нижние картеры редукторов имеют по три лапы для крепления к раме тепловоза.

В заднем распределительном редукторе (рис. 161) ведущий вал 11, установленный в сферических подшипниках, приводит во вращение через шестерню 2 нижний вал 12 и вал насосного колеса гидромуфты 4. При заполнении гидромуфты маслом вращение от вала насосного колеса передается турбинному валу 5, проходящему внутри ступицы насосного колеса гидромуфты и вращающемуся на двух сферических подшипниках. На среднюю шейку вала 5 напрессована коническая шестерня 6, входящая в зацепление с шестерней 8 вала 10, приводящего во вращение колесо вентилятора охлаждения тяговых двигателей задней тележки. Вал 10 опирается на один роликовый сферический подшипник 9 и один шариковый. На конусный хвостовик вала установлено вентиляторное колесо, а корпус вентилятора прифланцован к редуктору. На конце вала 5 турбинного колеса с помощью шлицевой втулки 7 укреплен шестеренный насос фильтра центробежной очистки масла дизеля.

Гидромуфта редуктора состоит из насосного колеса 4, чаши (колокола) и турбинного колеса, отлитых из алюминия. Внутренние полости насосного и турбинного колес при совмещении представляют собой тор¹, поперечное сечение которого является кругом циркуляции масла, поступающего в колокол из масляной системы дизеля через штуцер и центральное отверстие в насосном колесе с радиальными каналами. При заполнении муфты маслом насосное колесо слопатками, располо-

¹ Тор — геометрическое тело, образуемое вращением круга вокруг прямой, лежащей в плоскости этого круга, но не пересекающей его. Например, форму тора имеет спасательный круг.

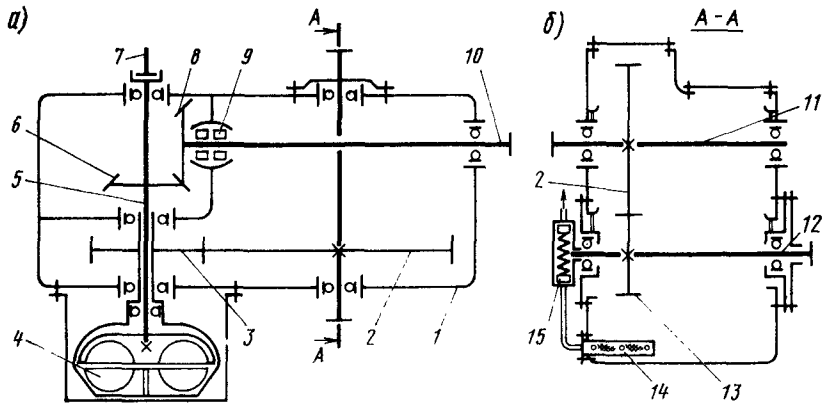


Рис. 161. Схемы заднего распределительного редуктора тепловоза 2ТЭ10В:

a — в горизонтальной плоскости; *б* — в вертикальной плоскости; 1 — картер; 2, 3, 6, 8, 13 — шестерни; 4 — гидромуфта; 5 — вал турбинного колеса гидромуфты; 7 — шлицевая втулка привода насоса центробежного очистителя масла; 9 — сферический роликовый подшипник; 10 — вал вентилятора; 11 — ведущий вал; 12 — нижний вал; 14 — фильтр; 15 — насос

женными под углом 45° к торцовой его поверхности, отбрасывает масло на такие же лопатки турбинного колеса, заставляя его вращаться. При работе муфты масло нагревается, поэтому в колоколе имеются два отверстия диаметром 1,4 мм, через которые горячее масло сливается в поддон редуктора, освобождая место для свежего ненагретого масла.

Цилиндрические шестерни редуктора имеют при вращении большие окружные скорости, поэтому выполнены косозубыми с высокой степенью точности зубчатого зацепления. Изготовлены они из стали 20Х. Зубья имеют эвольвентный профиль, цементованы и закалены. После закалки боковые поверхности зубьев шлифуют, обеспечивая высокие степени точности и шероховатости.

Чтобы уменьшить потери на трение и предотвратить преждевременный износ рабочих поверхностей шестерен и подшипников, редукторы имеют систему смазки. Масло подводится от масляной системы дизеля к трубопроводу, расположенному внутри корпуса редуктора, и струями подается на зубья шестерен. Стекая, масло задерживается в ванночках над подшипниками и по отверстиям подводится к подшипникам. Зубья шестерен смазываются разбрызгиванием. Скопившееся в картере масло лопастным насосом 15 подается через сетчатый фильтр

14 обратно в систему дизеля. Лопастной насос прифланцован к редуктору и приводится во вращение от нижнего вала 12.

В последние годы на тепловозах типа ТЭ10М внедрена в серийное производство более простая и надежная конструкция распределительных редукторов. Изменению подверглись подшипниковые узлы промежуточных валов обоих редукторов и нижнего вала заднего редуктора. В усовершенствованных опорах шарикоподшипники 2 (рис. 162) разгружены от радиальных сил благодаря их монтажу в гнезде с радиальным зазором. Радиальную нагрузку несут роликовые подшипники 1, дополнительно установленные в опорах. Это позволило повысить долговечность наиболее нагруженных подшипниковых опор валов редуктора. Такой переделке подверглись и опоры валов распределительных редукторов тепловоза 2ТЭ10В.

Существенное упрощение конструкции получено благодаря исключению гидромуфты постоянного заполнения вместе с полым валом. Гидромуфта предназначалась в прежней конструкции для защиты лопаток центробежного колеса вентилятора от динамических нагрузок. В новой конструкции защита лопаток осуществляется благодаря встроенной в ступицу вентилятора упругой муфте 5 с резиновыми

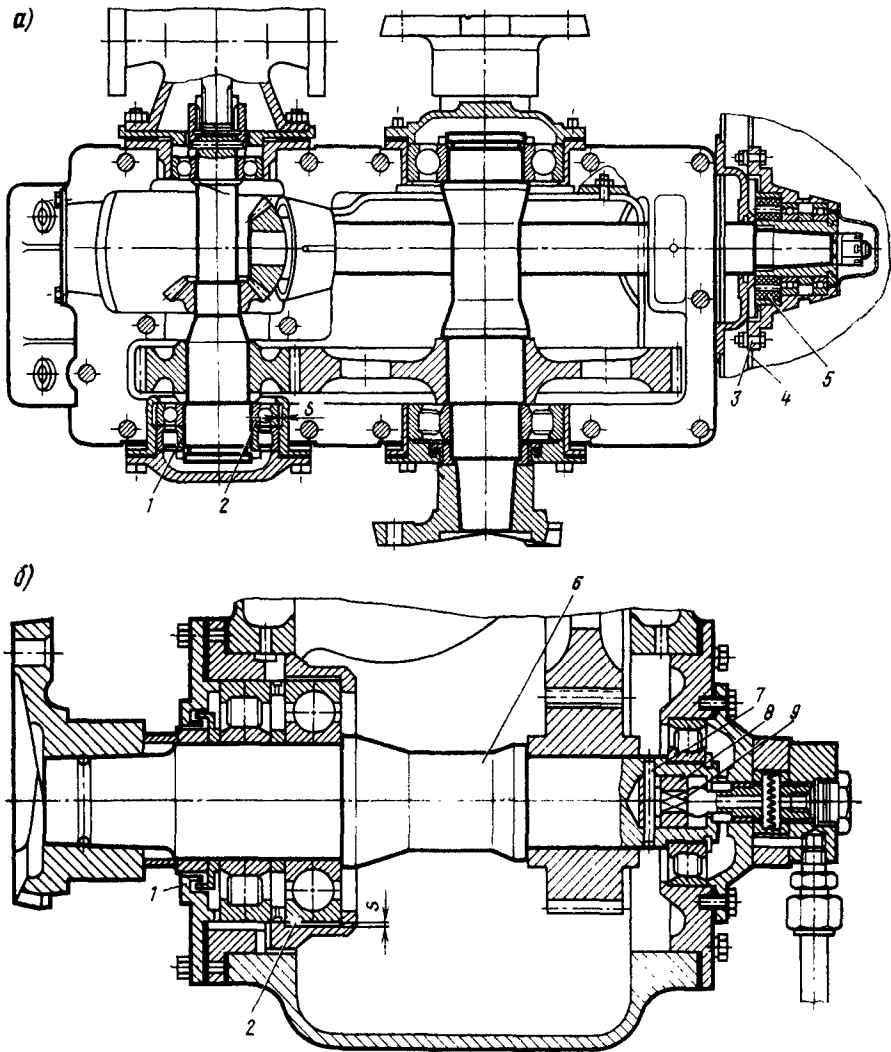


Рис. 162. Распределительный редуктор упрощенного варианта:

1 — роликовый подшипник; 2 — шариковый подшипник; 3 — фланец вала вентилятора охлаждения тяговых двигателей; 4 — наборный диск; 5 — упругая муфта; 6 — нижний ведомый вал; 7 — штифт; 8 — втулка; 9 — вал ротора насоса

втулками и наборному из отдельных колец несущему диску 4.

В элементах привода лопастного насоса также сделаны изменения, целью которых является снижение динамических нагрузок в приводе. В прежней конструкции привода с втулкой, которая жестко запрессовывается в вал, при небольших отклонениях в размерах деталей возникали динамические нагрузки. По новой схеме насос получает вращение от нижнего ведомого вала 6 через штифт 7,

запрессованный в вал точно по оси, втулку 8 с квадратным отверстием, в которое входит квадратный хвостовик вала 9 ротора насоса. С противоположной стороны втулка имеет продольный фрезерованный паз, охватывающий штифт. Такая конструкция привода компенсирует неточности изготовления деталей, исключает нагрузки на подшипники и обеспечивает полную взаимозаменяемость насосов.

Соединительные валы и муфты. На тепловозах типа ТЭ10М для соедине-

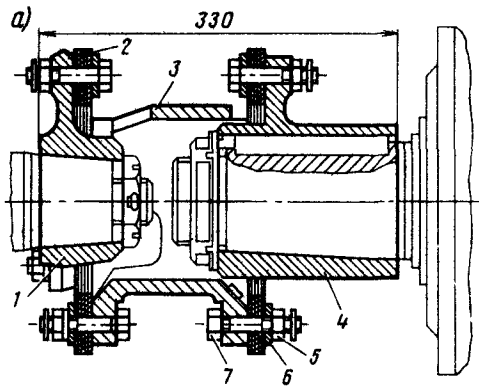
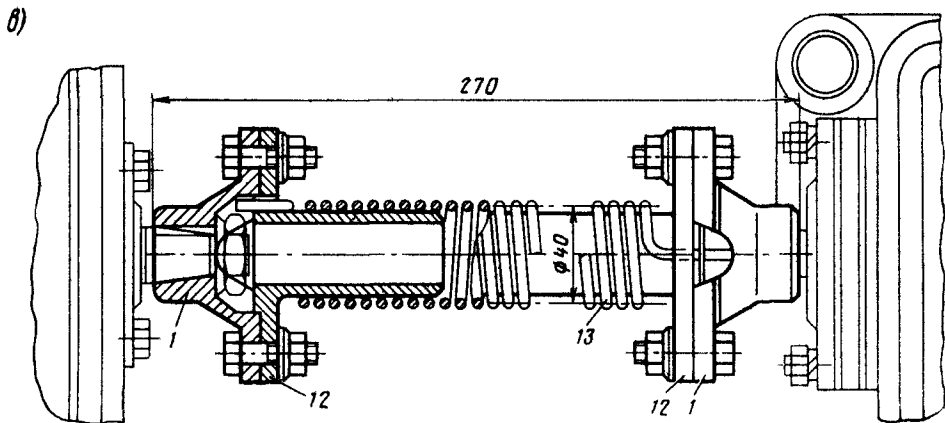
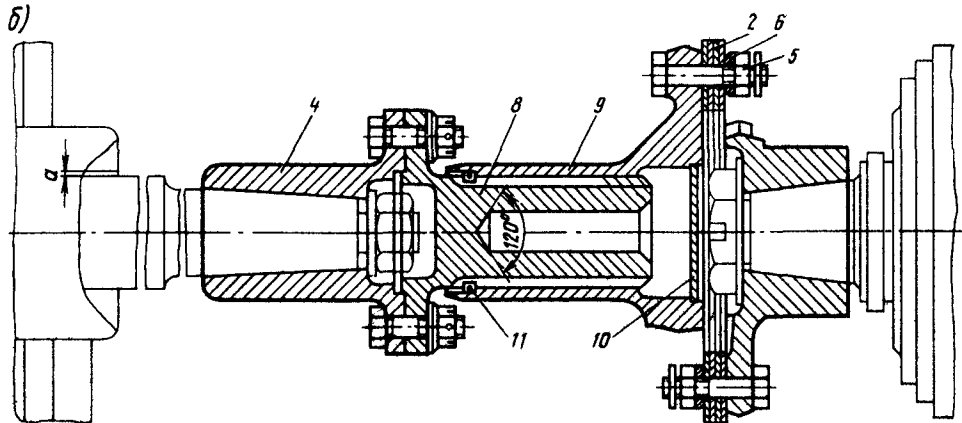


Рис. 163. Соединительные валы и муфты:

a — пластинчатая муфта; *б* — соединительный валопровод от дизеля к заднему распределительному редуктору тепловоза 2ТЭ10В; *в* — приводной валопровод подвозбудителя; 1, 4, 8, 9, 12 — фланцы; 2 — муфта из пластин; 3 — траверса; 5 — обжимная гайка; 6 — сферическая шайба; 7 — болт; 10 — заглушка; 11 — уплотнительное кольцо; 13 — пружина



ния вала дизеля с передним распределительным редуктором применена двойная пластинчатая муфта (рис 163, а). Она состоит из стальной литой траверсы 3, имеющей по концам по три лапы, к которым крепятся пластинчатые муфты 2, набранные из стальных дисков (по 22 шт.) толщиной 0,5 мм. Одна муфта присоединена болтами 7 со сферическими шайбами

6 к лапам фланцев редуктора, смещенным на 60° относительно лап траверсы, другая — к лапам фланца генератора. Фланцы 1, 4 редуктора и вала генератора посажены на конусные хвостовики валов прессовой посадкой. Сферические шайбы 6, подкладываемые под гайки 5, позволяют изгибаться дискам муфты при неточном центрировании сопрягаемых валов. Пла-

стинчатые муфты за счет упругой деформации стальных дисков обеспечивают относительный поворот соединяемых валов при их несоосности. Такая же муфта применяется для соединения вала редуктора с валом компрессора.

Задний распределительный редуктор соединен с валом дизеля пластинчатой муфтой 2 и промежуточным валом (рис. 163, б). Промежуточный вал в сборе представляет собой два фланца 8, 9, из которых один имеет шлицевой хвостовик, а другой — шлицевую втулку. Шлицы выполнены с эвольвентным профилем. В конце шлицевой втулки на внутренней ее поверхности сделана проточка, в которую устанавливается резиновое уплотнительное кольцо 11, задерживающее консистентную смазку, закладываемую при сборке между шлицами. В эксплуатации смазка добавляется через коническое отверстие с резьбой во фланце вала. Фланцы промежуточного вала соединены болтами — один непосредственно с фланцем 4 вала дизеля, а другой через пластинчатую муфту с фланцем 1 вала редуктора. Фланцы насаживаются на хвостовики валов в горячем состоянии. Такой же валопровод соединяет дизель с редуктором гидронасосов на тепловозе ТЭП70.

Вал привода подвозбудителя, который получает вращение от промежуточного редуктора, состоит из двух фланцев 12 (рис. 163, в) с трубчатыми хвостовиками, на которые навита стальная проволока диаметром 6 мм, образующая спиральную пружину 13. Пружина концами закреплена во фланцах 12. Фланцы 1 валов редуктора и подвозбудителя надеты на их конусные хвостовики в горячем состоянии. В пружинном приводе исключены быстроизнашивающиеся упругие резиновые элементы, применяемые ранее.

На тепловозе ТЭМ2 для привода двухмашинного агрегата и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей применяется клиноременная передача. Двухмашинный агрегат и вентилятор охлаждения двигателей передней тележки приводятся от шкива с девятью клиновыми пазами, наса-

женного на вал генератора. Валопровод привода двухмашинного агрегата представляет собой стальной вал, на один конец которого насажен фланец, соединяющийся пластинчатой муфтой с фланцем вала агрегата, а на втором на шпонке укреплен шкив с шестью клиновыми канавками. Конец вала со стороны шкива опирается на опору через сферический подшипник, воспринимающий усилие от натяжения ремней.

50. Вентиляторы охлаждения электрических машин и их привод

На тепловозах электрические машины охлаждаются воздухом, продуваемым через внутренние полости машин вентиляторами. Подача воздуха к электрическим машинам может осуществляться как от независимых вентиляторов, так и от вентиляторных колес, насаженных на вал электрической машины. В первом случае имеет место принудительная воздушная система охлаждения, во втором — самоохлаждение встроеным вентилятором во вспомогательных электрических машинах, а также на некоторых тяговых генераторах небольшой мощности (тепловозы ТЭЗ, типа ТЭМ и др.). Тяговые электродвигатели, а также генераторы большой мощности имеют только принудительную независимую воздушную систему охлаждения, так как, например, тяговые электродвигатели тепловозов потребляют большой ток, ведущий к интенсивному нагреву обмоток, именно при малой частоте вращения якорей двигателей, при которой вентиляторное колесо, насаженное непосредственно на вал якоря, не смогло бы обеспечить подачу необходимого количества воздуха для отвода выделяемого тепла.

Охлаждение тяговых электрических машин может осуществляться индивидуальными вентиляторами, групповыми, а также одним вентилятором при централизованной системе подачи охлаждающего воздуха ко всем электрическим машинам и аппаратам. На тепловозах, как правило, применяют вентиляторы центробежного типа. При

централизованной системе воздухо-снабжения применяют осевые вентиляторы.

Вентиляторы центробежного типа. Вентилятор (рис. 164) состоит из сварного корпуса 6 с всасывающим центральным боковым отверстием и нагнетательным каналом, соединенным воздухопроводом с вентиляционными полостями электрических машин. Внутри корпуса вращается вентиляторное колесо, состоящее из двух дисков 4, 11, соединенных между собой прикрепленными к ним лопатками 5. Лопатки изготовлены штамповкой из плакированного дюралевого листа и подвергнуты специальной термообработке. Один диск вентиляторного колеса соединен заклепками с фланцем ступицы 1, вал которой приводится во вращение.

Редуктор центробежного вентилятора охлаждения тягового генератора тепловоза 2ТЭ10В. Центробежный вентилятор охлаждения тягового генератора приводится во вращение от редуктора, вал которого соединен с верхним коленчатым валом дизеля. В чугунном корпусе 1 редуктора (рис. 165) установлены ведущий 7 и ведомый 8 валы с коническими шестернями.

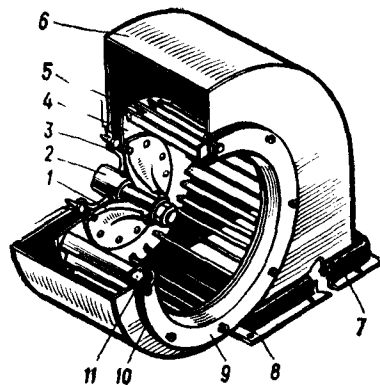


Рис. 164. Центробежный вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей:

1 — ступица; 2 — вал; 3 — сальник; 4 — несущий диск; 5 — лопатка; 6 — корпус; 7 — рукав; 8 — рамка; 9 — патрубок; 10 — прокладки; 11 — диск

ми. Ведущий вал опирается на роликовый 3 и шариковый 4 подшипники, удерживаемые от осевого смещения крышкой. Крышка совместно с кольцом лабиринта, втулкой и войлочным кольцом образует лабиринтное уплотнение. Приводной фланец 5 напрессован на конический хвостовик вала. Для демонтажа фланца 5 предусмотрен маслоъем. При маслоъеме масло выгнывается прессом через отверстие

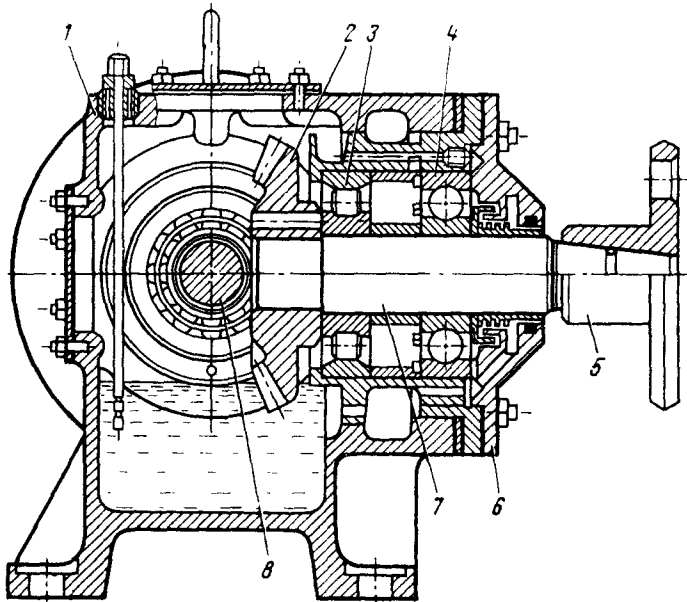


Рис. 165. Редуктор вентилятора охлаждения тягового генератора:

1 — корпус; 2 — коническая шестерня; 3, 4 — подшипники; 5 — фланец; 6 — крышка; 7 — ведущий вал; 8 — ведомый вал

в ступице, напрессованной на вал, в кольцевую проточку на валу, тем самым снижается усилие распрессовки.

Ведомый вал 8 установлен в продольную расточку корпуса редуктора и опирается на роликовый и шариковый подшипники. Ведомый вал имеет аналогичное, как у ведущего вала, лабиринтное уплотнение с войлочными кольцами. На коническом хвостовике ведомого вала закреплена ступица вентиляторного колеса, взаимозаменяемого с колесами вентиляторов охлаждения двигателей передней и задней тележек. Шестерни и подшипники смазываются разбрызгиванием масла при работе редуктора.

Централизованная система воздушного охлаждения электрических машин и аппаратов тепловоза ТЭП70. Централизованная система воздушного охлаждения (рис. 166) обеспечивает подачу охлаждающего воздуха к тяговому генератору, тяговым электродвигателям, выпрямительной установке, а также в аппаратную камеру для поддержания в ней избыточного давления воздуха, препятствующего проникновению в камеру пыли. Осевой

вентилятор засасывает воздух из атмосферы через кассеты блока фильтров и нагнетает его к потребителям по системе каналов, расположенных в раме тепловоза.

Вентилятор с входным коллектором, установленным в крыше тепловоза, соединяется брезентовым рукавом, закрепляемым на корпусе вентилятора и входном коллекторе металлическими хомутами. С нижней частью диффузора, выполненной в раме тепловоза и являющейся силовым элементом конструкции рамы, вентилятор соединен болтами через регулировочные прокладки и уплотнение из губчатой резины.

Воздушные каналы к тяговому генератору, выпрямительной установке, тяговым электродвигателям передней и задней тележек также включены в силовую конструкцию рамы. Все воздуховоды корыччатой формы, сварные и выполнены из листовой стали. Воздушные каналы к тяговым электродвигателям, тяговому генератору и выпрямительной установке подсоединены через брезентовые рукава.

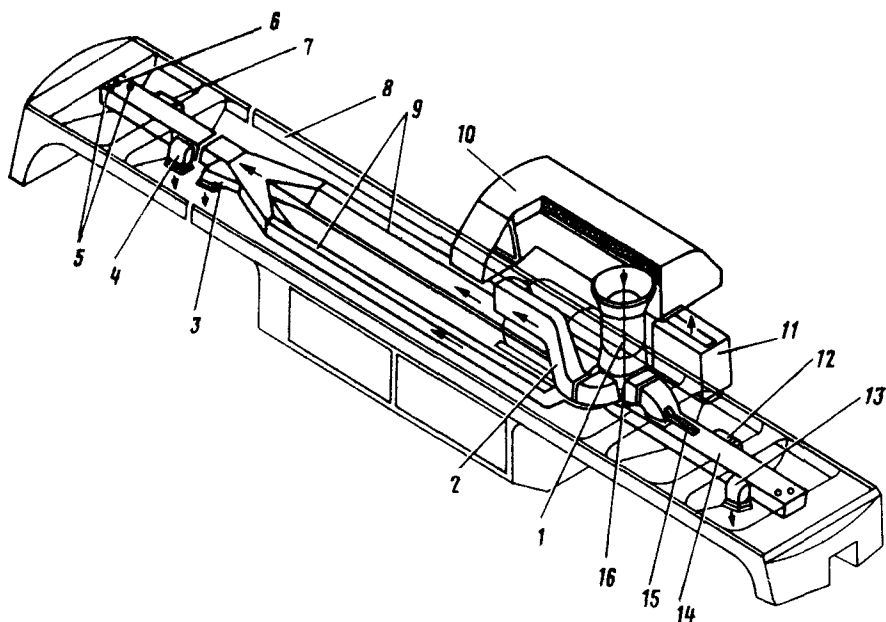


Рис. 166. Централизованная система охлаждения тяговых электрических машин и аппаратов: 1 — осевой вентилятор; 2 — канал к тяговому генератору; 3, 4, 7, 12, 13, 16 — каналы к тяговым электродвигателям; 5 — канал к калориферам кабины машиниста; 6 — канал к лобовым стеклам; 8 — рама тепловоза; 9, 14 — основные воздуховоды рамы; 10 — блок фильтров; 11 — канал к выпрямительной установке; 15 — канал к аппаратной камере

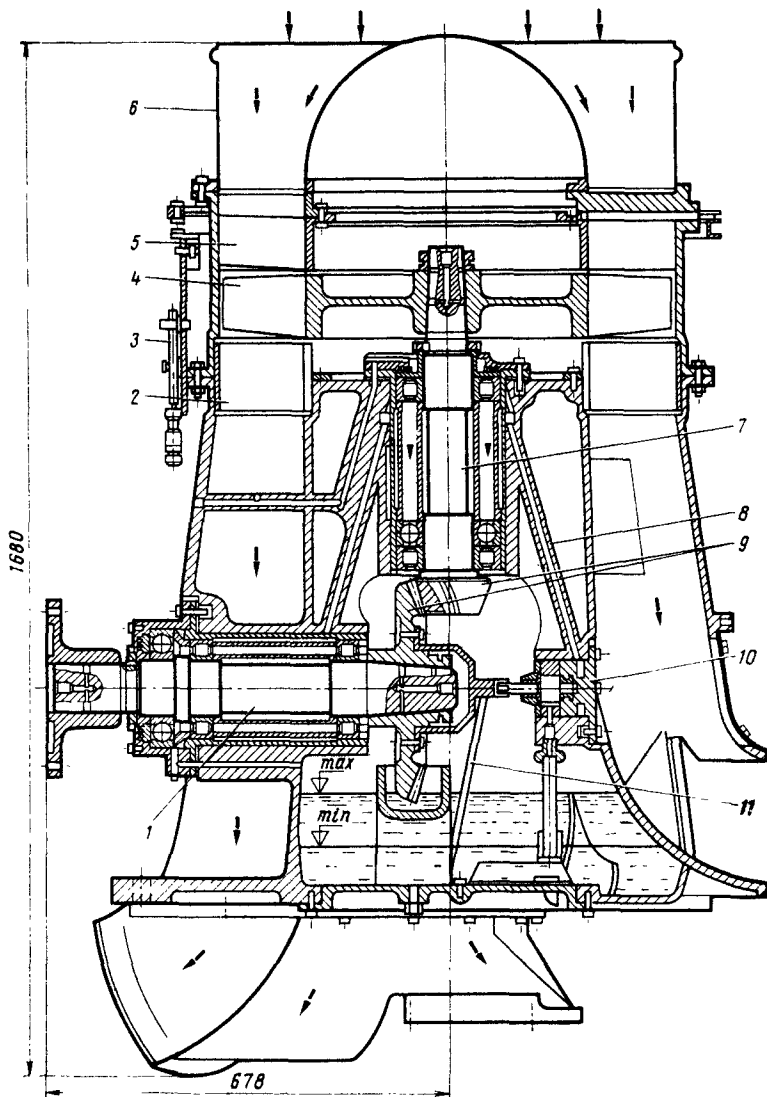


Рис. 167. Вентилятор осевой:

1 — ведущий вал; 2 — спрямляющий аппарат; 3 — поворотное устройство; 4 — рабочее колесо; 5 — направляющий аппарат; 6 — коллектор; 7 — ведомый вал с шестерней; 8 — каналы смазывания подшипников; 9 — редуктор угловой; 10 — масляный насос; 11 — шуп

Вентилятор (рис. 167) имеет два корпуса. В верхнем корпусе расположена проточная часть вентилятора. Прототипом проточной части является модель осевого вентилятора ЦАГИ-К-42. Вентилятор выполнен по схеме: направляющий аппарат, рабочее колесо, спрямляющий аппарат. Диаметр проточной части 780 мм. Диск и лопадки рабочего колеса 4 изготовлены из алюминиевого сплава АК-6. Лопадки (16 шт.) установлены на диске под

углом 40° и закреплены при помощи замка типа «ласточкин хвост» и стопорных пластин. Направляющий аппарат 5 имеет тринадцать лопаток. Лопадки состоят из двух частей: неподвижной, выполненной заодно с литым корпусом, и поворотного закрылка, изготовленного из фенoplasta У2-301-07. Поворот одновременно всех закрылков лопаток осуществляется при помощи поворотного устройства 3, смонтированного на корпусе вентилятора. Ис-

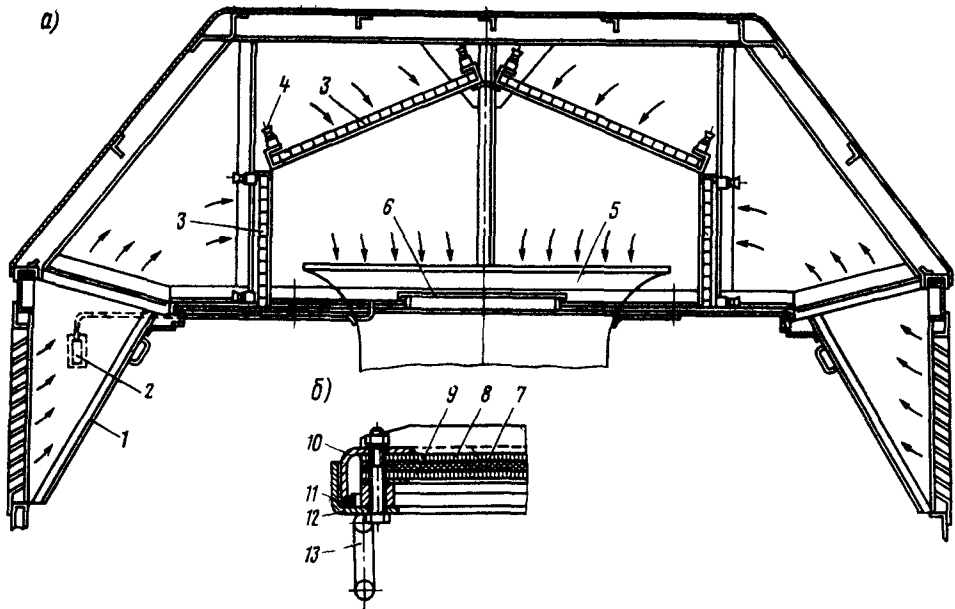


Рис. 168. Воздухоочиститель:

a — схема установки кассет; *б* — устройство кассеты; 1, 6 — люки; 2 — дифференциальный манометр; 3 — кассеты; 4 — винт; 5 — всасывающий патрубок осевого вентилятора; 7 — набивка пенополиуретановая; 8, 9 — сетки; 10, 12 — корпуса; 11 — уплотнение; 13 — ручка

ходное положение закрылков направляющего аппарата 90° . Изменением угла установки закрылков регулируется напор и подача вентилятора.

Увеличение напора и расхода воздуха происходит при перемещении рукоятки поворотного устройства в сторону знака «+» на делительном секторе, уменьшение — в сторону знака «-». Спрямяющий аппарат 2 сварной конструкции, выполнен из листовой стали 20 и имеет 15 штампованных лопаток, установленных под углом 75° . Второй нижний корпус вентилятора представляет собой осевую часть диффузора кольцеобразного сечения, разделенного перегородками на секторы, площади которых пропорциональны количеству охлаждающего воздуха для каждого потребителя.

Радиальная часть диффузора выполнена на раме тепловоза, являясь одновременно силовым элементом рамы. В корпус вентилятора вмонтирован повышающий конический редуктор, передающий вращение от тягового генератора к вентиляторному колесу. Шестерни углового редуктора 9 со спиральными зубьями изготовлены из стали 12ХНЗА с цементацией и закал-

кой поверхности зубьев. Ведущий вал 1 вращается в двух роликоподшипниках, установленных в общем стакане. Осевую нагрузку воспринимает шарикоподшипник. На один из конических концов ведущего вала напрессована коническая шестерня 9, на другой — фланец эластичной муфты. Ведомый вал 7 выполнен совместно с шестерней и вращается в двух роликоподшипниках. Осевую нагрузку воспринимает шариковый подшипник. Подшипники установлены в общем стакане. На конический хвостовик вала-шестерни напрессовано рабочее колесо вентилятора. Конические хвостовики валов снабжены внутренней резьбой и каналами для подвода масла при напрессовке и распрессовке фланца, шестерни и вентиляторного колеса с помощью специального приспособления.

Смазка конического редуктора принудительная. Ведущий вал через поводок приводит во вращение масляный насос 10 лопастного типа, вмонтированный в корпус вентилятора. Масло из картера редуктора через сетчатый фильтр по каналам в корпусе через сопла и жиклеры подается к шестерням и подшипниковым узлам.

Уровень масла в картере вентилятора проверяется щупом. Давление масла контролируется манометром и должно быть в пределах 0,15—0,6 МПа. В редукторе вентилятора применены резиновые (круглого сечения) и лабиринтные бесконтактные уплотнения подшипниковых узлов.

Воздухоочиститель системы централизованного воздушноснабжения. Воздухоочиститель (рис. 168) представляет собой часть крыши кузова, в которой расположены двадцать две cassette 3. Через cassette проходит воздух, засасываемый осевым вентилятором. Cassette устанавливаются внутри каркаса крыши и в поперечном сечении тепловоза образуют собой арку, внутри которой находится всасывающий патрубок 5 вентилятора и люк 6, служащий для проведения работ по обдуву cassette сжатым воздухом для очистки при их загрязнении в процессе эксплуатации тепловоза. Для постановки и выемки cassette имеется специальный люк. Cassette вставляются в пазы и прижимаются от руки винтами 4. От самопроизвольного вывинчивания винты стопорят контргайками.

Все cassette в каждом ряду вынимают через посадочное место одной cassette данного ряда. Люк, через которые вставляются cassette в воздухоочиститель, выполнены на петлях и открываются внутрь. Каждый люк в открытом состоянии фиксируется двумя пружинными защелками, расположенными на стенке кузова тепловоза. Загрязнение cassette контролируется дифференциальным манометром, закрепленным на наружной стенке воздухоочистителя.

Cassette воздухоочистителя (рис. 168, б) состоит из наружного 12 и внутреннего 10 корпусов, сеток 8, 9, набивки 7 и уплотнения 11. К наружному корпусу cassette прикреплена сетка 9, которая вместе с сеткой 8 предохраняет набивку от выдувания и повреждения.

Муфта вентилятора. Вращающий момент от вала дизеля к вентилятору системы централизованного воздушноснабжения передается посредством эластичной муфты (рис. 169). Упругим

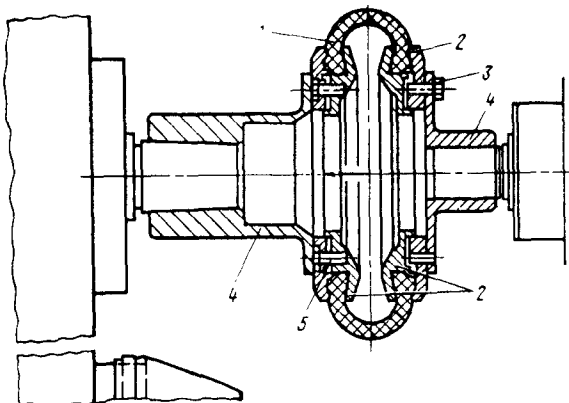


Рис. 169. Муфта осевого вентилятора:
1 — резинокордная оболочка; 2 — кольца; 3, 5 — болты; 4 — фланцы

элементом муфты является резинокордная оболочка 1 размером 500×150 мм с десятью слоями корда. Оболочка с каждой стороны зажата в двух кольцах 2 из стали 40Х, соединенных между собой десятью болтами 5 из стали 40ХС. Внутренние кольца муфты состоят из двух половин и центрируются по отверстию в наружных кольцах. Фланцы 4, напрессованные на конусные концы валов дизеля и ведущего вала редуктора вентилятора, крепятся к наружным кольцам муфты восемью болтами 5 каждый. Взаимное положение фланцев и колец фиксируется центrovочными поясками и двумя парами конических штифтов.

51. Привод скоростемера

Для передачи вращения от колесной пары к скоростемеру, установленному в кабине машиниста, используют червячные и конические редукторы и приводные валы (карданные, гибкие, телескопические). На тепловозах 2ТЭ10В и ТЭП70 привод состоит из червячного редуктора, укрепленного на правой передней буксе по ходу локомотива, промежуточного углового конического редуктора и промежуточных карданного и телескопического валов.

На тепловозе ТЭМ2 угловой редуктор отсутствует. Вращение вала скоростемера передается от червячного редуктора с помощью гибкого вала

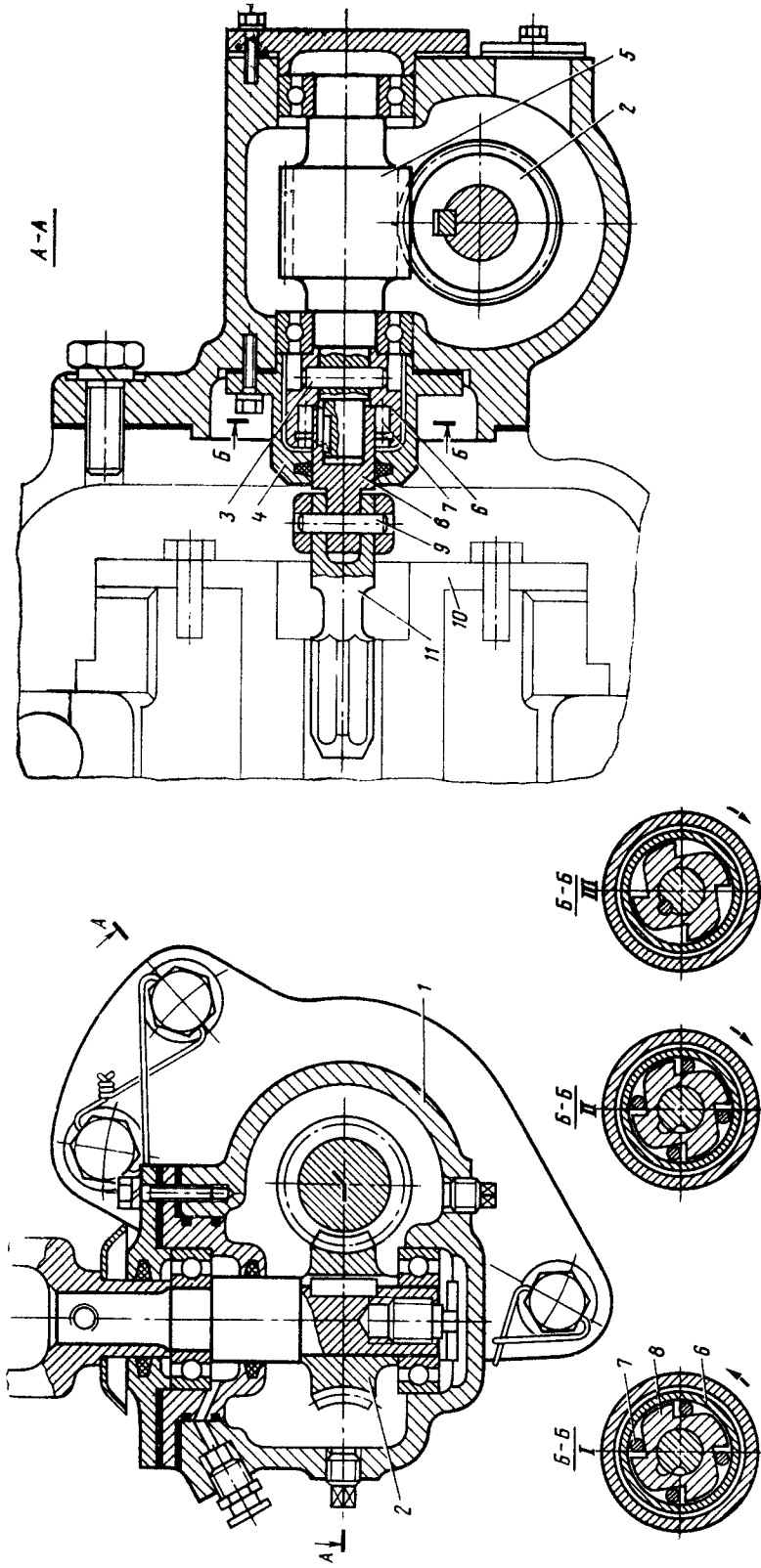


Рис. 170. Червячный редуктор привода скоростемера.

1 — корпус; 2 — червячное колесо; 3, 9 — штифты; 4 — обгонная муфта; 5 — червяк; 6 — ступица; 7 — ролик; 8 — обойма; 9 — ступица; 10 — втулка; 11 — приводной валтик

(стального троса с защитным кожухом в виде ленточной пружины, покрытой слоем вулканизированной резины).

Привод скоростемера тепловоза ТЭП70 состоит из червячного редуктора, двух промежуточных угловых редукторов и соединительных валов. Вал, соединяющий промежуточные угловые редукторы с передаточным отношением конических шестерен 1:1, выполнен телескопическим. На валах надеты дюритовые компенсаторы, предохраняющие привод от толчков и вибраций.

В чугунном корпусе червячного редуктора (рис. 170) в шариковых подшипниках установлены червячная пара с двухзаходным стальным червяком 5 и передаточным отношением $i=9$. Червячное колесо 2 выполнено из бронзы. Червяк соединен с приводимым валом 11, квадратный хвостовик которого входит во втулку 10 оси колесной пары с помощью так называемой обгонной муфты 4. Эта муфта позволяет

отключить скоростемер задней кабины машиниста. Отключатель привода состоит из ступицы 8, выполненной в виде храпового колеса с четырьмя зубцами, обоймы 6 и четырех роликов 7. При движении тепловоза передней кабиной привод включен (см. рис. 170, I), так как ролики заклиниваются между ступицей и обоймой. Привод же задней кабины отключается (см. рис. 170, II), так как при обратном вращении ступицы ролики не заклиниваются и вращение от ступицы к червяку не передается. При необходимости одновременного включения скоростемеров обеих кабин следует соединить при помощи ролика 7 (см. рис. 170, III) напрямую ступицу и хвостовик червяка. В корпус редуктора заливают автотракторное масло АК-10 или АСп-10. Полости в корпусе подшипников заполняют смазкой ЖРО. Шарнирные звенья карданов также заполняют смазкой ЖРО.

Глава XVII ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

52. Общие сведения

К экипажной части обычно относят главную раму тепловоза с кузовом, ударно-тяговые устройства, тележки с опорно-возвращающими устройствами и шкворнями, передающими тяговое усилие от тележек к кузову. На главной раме размещена силовая установка (дизель-генератор) с вспомогательным оборудованием и ударно-тяговые устройства. Таким образом, рама несет нагрузку от массы оборудования, установленного на ней, передает силу тяги составу и воспринимает тормозные и динамические нагрузки во время движения тепловоза. Если кузов и кабина машиниста, установленные на главной раме тепловоза, не воспринимают этих нагрузок и выполняют только функции защиты от атмосферных воздействий, то конструкцию главной рамы называют несущей. При этом рама получается тяжелой, но технологически простой и менее трудоемкой в изготовлении. Кроме этого, значительно облегчается монтаж на ней оборудования, так как установка агрегатов производится в этом случае на открытую раму, а кузов устанавливается в последнюю очередь.

Если кузов и рама составляют единую цельносварную конструкцию, при которой некоторая доля статической и динамической нагрузок воспринимается кузовом, такую конструкцию называют *цельнонесущей* (с несущим кузовом). Конструкция более трудоемка, но имеет меньшую удельную массу.

Главная рама опирается вместе с кузовом на две тележки посредством либо жестких опорных устройств, либо через упругие элементы (резиновые или металлические пружины). При наличии между кузовом и тележками упругих элементов тепловоз приобретает

вторую ступень рессорного подвешивания (первая ступень — между колесными парами и рамой тележки). Рессорное подвешивание такого тепловоза называется *двухступенчатым*.

Оборудование на главной раме должно быть размещено таким образом, чтобы на каждую тележку приходилась одинаковая нагрузка. Одинаковую нагрузку должна нести и каждая колесная пара. Отклонение допускается не более $\pm 3\%$. Связь тележек с главной рамой должна обеспечивать поворот их в плане на некоторый угол ($3-4^\circ$) для обеспечения прохождения тепловоза в кривых участках пути. При этом тележка может либо только поворачиваться относительно жесткого шкворня рамы тепловоза (тепловозы ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ2 и др.), либо поворачиваться с одновременным перемещением в поперечном направлении относительно кузова (тепловозы ТЭП60, 2ТЭ10М(В), 2ТЭ116, ТЭП70 и некоторые другие). В этом случае связь кузова (главной рамы) с тележками упругая, причем упругость обеспечивается только в поперечном направлении. В направлении передачи тяговых и тормозных усилий связь, как правило, жесткая. На тепловозах 2ТЭ10М(В), 2ТЭ116 и ТЭП70 упругое перемещение тележек относительно кузова обеспечивается за счет плавающего гнезда шкворня и горизонтальных пружин, на тепловозе ТЭП60 — за счет наклона маятниковых опор и сжатия пружин возвращающих аппаратов. При люлечном подвешивании кузов перемещается в поперечном направлении за счет наклона подвесок. Возвращение тележек из отклоненного положения обеспечивается возвращающими устройствами.

Современные тепловозы большой мощности все имеют тележечные эки-

пажи. Тележки улучшают условия прохождения кривых участков пути. Размещение колесных пар в жесткой длинной раме потребовало бы больших поперечных перемещений колесных пар относительно рамы, уменьшения толщины гребней средних колесных пар, а то и вовсе удаления их для обеспечения беспрепятственного прохода в кривых участках пути. Только тепловозы малой мощности с числом осей не более трех имеют единую жесткую раму, непосредственно опирающуюся через рессорное подвешивание на колесные пары.

Тележки являются ходовой частью тепловоза, непосредственно взаимодействующей с рельсовым путем. Они воспринимают подрессорные массы тепловоза, тяговые и тормозные силы, а также горизонтальные поперечные усилия при движении в прямых и в кривых участках пути. Взаимодействуя через колесные пары с рельсами, тележки передают кузову динамические нагрузки, вызываемые неровностями пути. В свою очередь кузов тепловоза передает эти силы через тележки на путь. Поэтому от конструкции тележек во многом зависят плавность хода и другие динамические качества тепловоза.

53. Взаимодействие экипажа с рельсовым путем

Масса локомотива разделяется на подрессорную и неподрессорную. К неподрессорным массам относят массу колесной пары с буксами, часть массы рессорного подвешивания первой ступени (примерно $\frac{2}{3}$), около половины массы тягового электродвигателя при опорно-осевом его подвешивании (двигатель опирается одним концом на ось колесной пары, а другим — на раму тележки). Неподрессорная масса, приходящаяся на один колесно-моторный блок у тепловозов с опор-

но-осевой подвеской двигателя (тепловозы 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, ТЭМ2 и др.), составляет 4,5—4,6 т. У тепловозов с опорно-рамным подвешиванием двигателя (двигатель закреплен на раме тележки и значит подрессорен) неподрессорная масса составляет 2,5—2,7 т. При движении тепловоза его подрессорные и неподрессорные массы совершают колебания относительно рельсового пути. Причем колебания колесных пар (неподрессорных масс) происходят самостоятельно, независимо от колебаний всего экипажа.

В зависимости от направления возмущающих сил колебания экипажа могут вызывать сложные его перемещения в пространстве. У тепловозов различают следующие основные виды колебаний: подпрыгивание, галопирование, поперечная качка, виляние и боковой откос.

Подпрыгивание (перемещение вверх и вниз) совершается под действием периодически изменяющихся вертикальных сил (рис. 171, а), вызывающих колебательное движение надрессорного строения относительно колесных пар. **Галопирование** (колебание надрессорного строения вокруг поперечной оси y , проходящей через центр тяжести тепловоза) вызывается (рис. 171, б) неодинаковым прогибом рессорного подвешивания передней и задней тележек. **Поперечная (боковая) качка** (колебания экипажа вокруг продольной оси x экипажа (рис. 171, в) возникает вследствие разного по знаку прогиба рессорного подвешивания на одной и другой сторонах тепловоза. **Виляние** (поперечное перемещение и одновременно вращательное движение относительно вертикальной оси тепловоза в зазорах между колесами и рельсами) возникает вследствие извилистого движения колесной пары, вызываемого коичностью бандажей, и попеременного воздействия упругих сил со стороны рельсов на колеса каждой колесной пары. **Боковой откос** (смещение экипажа в поперечном направлении) вызывается действием центробежных сил (иногда и сильного ветра).

Колебания локомотива приносят много вреда. Сопровождающие колебательный процесс чрезмерные динамические нагрузки расстраивают путь, нарушают плавность хода, а иногда могут вызывать сход экипажа с рельсов. Воспринимаемые экипажем динамические нагрузки вредно отражаются на работе тягового оборудования, ухудшают условия труда локомотивной бригады.

Основными параметрами (характеристиками) всех колебательных процессов являются: массы, участвующие в колебательном процес-

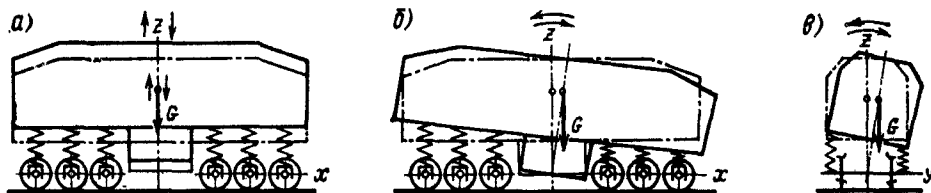


Рис. 171. Основные виды колебаний локомотива:
а — подпрыгивание; б — галопирование; в — поперечная качка

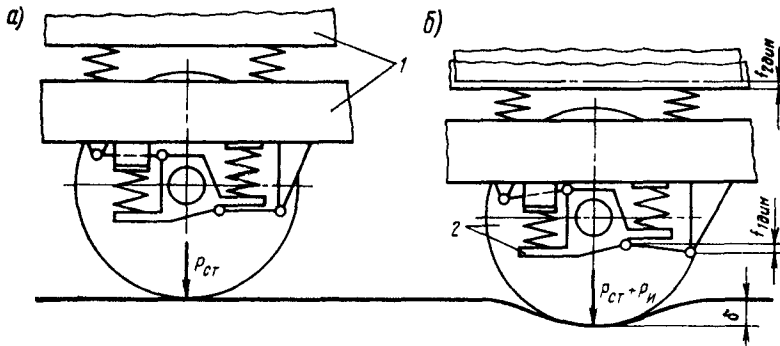


Рис. 172. Силы, действующие на путь в положении покая (а) и при движении колеса по неровностям рельсового пути (б):

1 — подрессоренная масса; 2 — непрессоренная масса; $f_{1дин}$, $f_{2дин}$ — динамические прогибы соответственно 1-й и 2-й ступени рессорного подвешивания

се, размах (амплитуда) колебаний и частота или период колебаний. Количественные показатели этих параметров для колеблющихся в вертикальном направлении подрессоренных масс характеризуют *вертикальную динамику локомотива*. Вертикальная динамика локомотива считается хорошей, если он имеет плавный ход во всем диапазоне скоростей, т. е. оказывает наименьшее динамическое воздействие на путь, обеспечивает минимальную утомляемость локомотивных бригад. *Горизонтальную динамику* характеризуют силы, действующие на рельсы и экипаж в горизонтальной плоскости при прохождении кривых и прямых участков пути, а также поведение экипажа в рельсовой колее (виляние, поперечные броски кузова и т. д.).

Возникающие при колебаниях силы растут с увеличением скорости. Во избежание их чрезмерного роста, при котором создается угроза безопасности движения, следует снижать скорость тепловоза. Для установления допустимой скорости движения в прямых и кривых участках пути необходимо иметь представление о действующих на колесные пары силах в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Силы, возникающие при вертикальных колебаниях экипажа. Причина возникновения вертикальных колебаний надресорного строения обусловлена различными неровностями рельсового пути. При качении колеса по неровности, например в виде выемки (рис. 172), траектория движения его оси вынуждена повторить эту неровность. При этом центр массы колеса опустится на глубину выемки δ с ускорением, значение которого зависит от скорости движения тепловоза. Согласно второму закону Ньютона сила инерции $P_{и}$, в данном случае сила воздействия колеса при встрече с «дном» неровности, будет равна произведению падающей массы на ускорение. Если бы на тепловозе отсутствовало рессорное подвешивание, то эта сила была бы огромной, так как во взаимодействии с рельсом находилась бы вся масса, приходящаяся на колесную пару. При наличии рессорного подвешивания в непосредственном взаимодействии с рельсом находится

только непрессоренная масса. Рессорное подвешивание как бы разделяет массы нижнего и верхнего строения экипажа. Инерционное же перемещение кузова вниз вызовет сжатие упругих элементов подвешивания и инерционная сила погаснет. Сжатые упругие элементы подвешивания после исчезновения дополнительных инерционных сил восстанавливаются за счет внутренних сил упругости. Так как восстановление опять-таки происходит с некоторым ускорением, подрессоренная масса экипажа поднимается выше своего среднего первоначального положения. Дальнейшее движение подрессоренной массы вниз-вверх происходит уже с меньшей силой инерции, амплитуда перемещений постоянно уменьшается и, если бы колеса экипажа больше не встречали неровностей, колебания постепенно бы затухали. Но так как в действительности неровности периодически повторяются, то процесс колебания подрессорного строения становится устойчивым.

Таким образом, динамические силы в контакте между колесом и рельсом зависят от непрессоренных масс и скорости движения тепловоза. Значение динамических сил зависит также от характера неровностей. При движении по коротким неровностям (длина менее 200 мм) на рельсовых стыках динамические силы имеют ударный характер. При длинных неровностях эти силы имеют безударный (инерционный) характер. Наиболее пагубное воздействие на рельсы оказывают ползуны на бандажах колесных пар, получившиеся в результате заклинивания их при торможении. При наличии ползуна движение колес сопровождается ударами, которые могут привести к излому рельсов и бандажа. Поэтому правилами технической эксплуатации строго ограничивается размер ползуна и скорость следования тепловоза до ближайшего депо. Расчеты показывают, что критическая скорость тепловоза, обусловленная безотрывным качением колеса с ползуном, равна 19 км/ч. При этом ударная сила в контакте ползуна с рельсом составляет около 180 кН. Эта сила с увеличением скорости возрастает мало, однако для обеспечения безопасности движения тепловоз

должен следовать до депо одиночным порядком со скоростью не более 15 км/ч.

В равной степени динамические нагрузки передаются от рельса к колесу, а от колеса через рессорное подвешивание надрессорному строению тепловоза. Чем мягче рессорное подвешивание, тем меньшая сила будет передаваться кузову, соответственно меньшее ускорение будет иметь он по отношению к ускорениям колеса, тем с меньшей скоростью будет колебание кузова. Время колебания кузова (период колебания) не зависит от скорости движения. Оно зависит только от характеристик рессорного подвешивания. Полученный колесом со стороны рельса импульс силы (толчок, удар) благодаря рессорному подвешиванию передается надрессорному строению резко смягченным со значительным опозданием. В этом состоит главное назначение рессорного подвешивания — удлинить время воздействия на надрессорное строение толчков и ударов, получаемых со стороны пути.

Критическая скорость и гашение колебаний. Катящиеся по рельсам колеса получают толчки и удары с частотой, зависящей главным образом от периодичности повторения рельсовых стыков. Эту частоту называют *частотой вынужденных колебаний*. Кузов же колеблется с частотой собственных свободных колебаний, которая зависит от статического прогиба рессорного подвешивания под нагрузкой $H = 5/f_{ст}$.

Статический прогиб $f_{ст}$, приведенный в этой формуле, измеряется в сантиметрах; получаемая частота выражается в герцах (числом колебаний в секунду).

В случае совпадения частот вынужденных и собственных колебаний наступает явление резонанса, при котором резко возрастают амплитуды колебаний кузова, а значит и динамические силы. Скорость, при которой наступает резонанс, называют *критической*. Она подсчитывается по формуле

$$v_{кр} = 3,6Lf_{ст}$$

где L — длина рельсовых звеньев, м.

Таким образом, чем больше длина рельсовых звеньев и статический прогиб рессорного подвешивания, тем выше критическая скорость. Конструкционная скорость тепловоза выбирается обязательно меньше критической. Неровности на рельсах могут иметь место не только на стыках, поэтому явление резонанса может наступить при скорости значительно ниже критической.

Во избежание резонансных явлений колебания рессорного подвешивания необходимо гасить (затормаживать). Для этой цели существуют специальные устройства, называемые *гасителями колебаний* или *демпферами*. В рессорном подвешивании, где применены листовые рессоры, дополнительные устройства для гашения колебаний обычно не требуются, так как рессора совмещает в себе одновременно упругий элемент и демпфер.

Ускорение колеса при движении по неровности пути. Одним из характерных и удобных параметров для определения динамических сил в контакте между колесом и рель-

сом является ускорение ω_k колеса в вертикальном направлении.

При движении колеса по неровности ускорение зависит не только от ее характера, но также и от упругости рельсового пути. На длинных неровностях ускорения вследствие упругости пути могут возрасти в 2—3 раза. Напротив, при движении по коротким неровностям ускорения колеса на жестком рельсе могут оказаться выше, чем на упругом. ВНИИЖТом предложена эмпирическая формула для вертикальных ускорений колес на стыках:

$$\omega_k = \left(2 + 0,13 \frac{v}{\sqrt[3]{(2q)^2}} \right) g.$$

Здесь v — скорость движения, км/ч;

$2q$ — неподрессоренная масса одной колесной пары, т;

g — ускорение свободного падения, м/с².

Между стыками вертикальные ускорения снижаются примерно в 3 раза. Из приведенной формулы следует, что вертикальные ускорения колесных пар зависят в первую очередь от скорости. Уменьшение неподрессоренной массы несколько увеличивает ускорения колесных пар, но этот факт не столь существен, так как увеличение неподрессоренной массы ведет к более значительному росту динамических инерционных сил. Например, на стыках вертикальные ускорения колесной пары тепловоза ТЭ10В с неподрессоренной массой $2q$, равной 4,32 т при скорости 100 км/ч, вычисленные по приведенной выше формуле, равны 6,9g, или 67,7 м/с². У тепловоза ТЭП60 с $2q$, равным 2,6 т, они равны 8,8g, или 86,3 м/с². При этом динамическая составляющая воздействия колеса на рельс в первом случае будет равна 298 кН, а во втором — 228 кН. (Силы инерции получены умножением неподрессоренных масс на ускорения, выраженные в g). Таким образом, динамическое воздействие колесных пар на рельсы значительно превышает статическую нагрузку и в большей степени оно зависит от значения неподрессоренных масс. Экспериментальные исследования показывают, что ускорения колесных пар тепловозов на рельсовых стыках в среднем достигают 8—10g. Это значит, что каждый килограмм неподрессоренной массы превращается в силу, в 8—10 раз превышающую его вес. Между рельсовыми стыками ускорения неподрессоренных масс составляют 2,5—3g. Максимальные же значения вертикальных ускорений значительно превышают средние значения (в 2 и более раз).

Вертикальные силы от подрессоренных масс. Статические усилия колес на рельсы представляют собой нагрузку от массы локомотива, приходящуюся на одну колесную пару. Нагрузка является важнейшей эксплуатационной характеристикой локомотива. Она определяет ограничение силы тяги по сцеплению. Чем больше нагрузка от колесной пары на рельсы, тем большую силу тяги может реализовать тепловоз. С другой стороны, рост нагрузок увеличивает напряжения в рельсах. Поэтому, чтобы уложиться в нормативы по

динамическому воздействию тепловоза на рельсы при увеличении нагрузки от колесной пары на рельсы, необходимо всемерно стремиться к уменьшению необрессоренных масс и улучшению рессорного подвешивания. Современные тепловозы имеют нагрузку от колесной пары на рельсы 210—230 кН. Планируется также постройка тепловозов с нагрузкой 250—270 кН, что потребует коренного улучшения экипажной части этих тепловозов.

Помимо статической нагрузки, на колесную пару действуют различные динамические добавочные усилия в результате колебаний надрессорного строения. Добавочные усилия обычно оценивают коэффициентом вертикальной динамики K_d , определяемым по эмпирической формуле ВНИИЖТа:

$$K_d = 0,1 + 0,2 \frac{v}{f_{ст}}$$

Коэффициент использования сцепного веса.

Основной закон локомотивной тяги гласит: сила тяги не может быть больше силы сцепления, т. е. $F_k \leq F_{сч}$. Иными словами, если приложенный к колесной паре вращающий момент превысит момент, создаваемый силой сцепления колеса с рельсами, произойдет боксование и сила тяги резко упадет. Сила сцепления определяется как произведение сцепного веса локомотива $P_{сч}$ на коэффициент сцепления колес с рельсами ψ_k . Поэтому возможное максимальное значение силы тяги локомотива

$$F_{k \max} = 10\,000 P_{сч} \psi_k.$$

Действительное же значение максимальной силы тяги оказывается еще меньше. Дело в том, что нагрузки от колесных пар на рельсы (осевые нагрузки) распределяются между движущимися колесными парами локомотива неравномерно. Эта неравномерность для разных локомотивов различна и зависит от нескольких факторов: от точности развески тепловоза, которая призвана распределить равномерно массу локомотива между осями тепловоза; от расположения тяговых двигателей в тележке; от расположения точки передачи тягового усилия от рам тележек к раме кузова.

Выполнить точную развеску, т. е. разместить оборудование на тепловозе таким образом, чтобы все оси колесных пар были одинаково нагружены, это сложная задача. Поэтому техническими условиями допускается возможность отклонения нагрузок от колесных пар на рельсы от расчетных значений, но не более 3%. У тепловозов, имеющих смешанное расположение тяговых двигателей (развернуты носиками в разные стороны — тепловозы ТЭЗ, 2ТЭ10, ТЭМ2), при передаче тягового момента происходит разгрузка одних колесных пар и перегрузка других. Этот факт является следствием разного направления усилий на зубья зубчатого колеса колесных пар тележки.

Перераспределение нагрузок между колесными парами происходит также в том случае, когда точка передачи тягового усилия от рам тележек к раме тепловоза находится выше уровня осей колесных пар. Все перечисленные факторы приводят к перегрузке одних колесных пар и разгрузке других. Реализуемое же

значение максимальной силы тяги тепловоза будет определяться наименее нагруженной колесной парой, так как она начнет боксовать первой. При развитии боксования срабатывают защита и возбуждение генератора уменьшаются либо снимается полностью и сила тяги резко уменьшается. Таким образом, сцепной вес тепловоза недонпользован.

Отношение минимальной нагрузки от колесной пары на рельсы к расчетной нагрузке, которую находят из условия равномерного распределения массы локомотива между всеми колесными парами тепловоза, называют коэффициентом использования сцепного веса.

Для тепловозов со смешанным расположением тяговых двигателей и с поднятыми до уровня рамы шкворнями коэффициент использования сцепного веса равен 0,8. У тепловозов типов 2ТЭ10М и 2ТЭ116 тяговые двигатели в тележке расположены друг за другом (гуськом) моторно-осевыми подшипниками в одну сторону. При этом усилия на зубья зубчатых колес у всех трех колесных пар тележек направлены в одну сторону. Это дало возможность повысить у этих тепловозов расчетный коэффициент использования сцепного веса на 10—12%, хотя фактически меньше (9—8%). Чтобы полнее использовать сцепной вес локомотива, современные локомотивы (ТЭП70, ТЭП75, ТЭМ7) выполняют с низкоопущенными шкворнями, точки передачи тяговых усилий у которых располагаются на уровне осей колесных пар (рис. 173). При такой конструкции шкворней у локомотива снижается момент, приводящий к разгрузке передней тележки и перегрузке задней.

Движение по кривым. Известно, что при входе в кривую и движении по ней на локомотив действует центробежная сила, вызываемая изменением направления вектора скорости. Эта сила зависит от массы локомотива, скорости и радиуса кривой

$$C_{лок} = \frac{Gv^2}{3,6^2 gR},$$

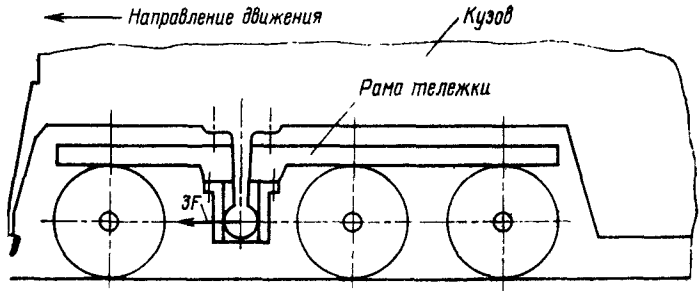
где G/g — масса локомотива, т; v — скорость движения, км/ч; R — радиус кривой, м.

Действие центробежной силы $C_{лок}$ создает боковое давление колес на рельсы (в основном на наружный), а так как сила $C_{лок}$ приложена к центру массы локомотива, находящемуся на некоторой высоте от головок рельсов, то она создает и опрокидывающий момент. Для снижения опрокидывающего момента и уменьшения бокового давления на наружный рельс его укладывают с некоторым возвышением h (не более 150 мм) против внутреннего (рис. 174). Благодаря этому появляется составляющая нагрузки от массы локомотива C_1 , снижающая значение центробежной силы. Сила $C_1 = Gh/2S$, где $2S$ — расстояние между кругами катания бандажей.

У тележечного экипажа, имеющего значительную длину, проходимость в кривой обеспечивается благодаря повороту тележек относительно оси кузова на некоторый угол. В рельсовой колее тележка направляется гребнями колесных пар. Расположение тележек в кривой без заклинивания оказывается возмож-

Рис. 173. Схема передачи тягового усилия от рамы тележки к раме тепловоза с помощью низкоопущенного шкворня:

$3F$ — усилие от трех колесных пар



ным благодаря зазору между рельсами и гребнями бандажей колесных пар. В прямых участках пути номинальное значение суммарного зазора 2σ (при новых бандажах) равно 14 мм, а минимальное $2\sigma = 7$ мм. В кривых для увеличения зазора делают специальное уширение рельсовой колеи на величину Δ рельсовой колеи. При радиусе кривой от 349 до 300 м $\Delta = 10$ мм, при радиусе кривой 299 м и менее $\Delta = 15$ мм, причем уширение в кривой делается постепенно (не более 1 мм на 1 м кривой). Для обеспечения хороших условий вписывания локомотива в кривые перед ними имеются переходные кривые.

Несмотря на эти мероприятия вход локомотива в кривые и движение по ним сопряжены с большими усилиями, передаваемыми колесными парами на рельсы. Превышение этих усилий создает угрозу безопасности движения.

Центробежная сила $S_{\text{лок}}$ через шкворневые устройства тележек передается колесным парам. Основная доля силы $S_{\text{лок}}$ воспринимается наружным рельсом через первые по ходу локомотива колесные пары передней и задней тележек. Эти колесные пары называют *направляющими*, а реакции рельсов на эти колесные пары — *направляющими усилиями*. Благодаря этим усилиям тележки поворачиваются вокруг мгновенных центров поворота тележек (полюсов) Ω . Центры поворота находятся у основания перпендикуляров, опущенных из центра кривой на базы тележек.

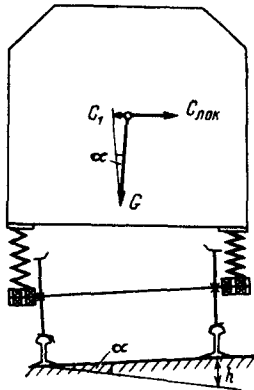


Рис. 174. Положение экипажа при движении по кривой

При небольших скоростях движения, когда центробежная сила мала, тележки занимают так называемое положение *наибольшего перекоса (НП)*, при этом первая колесная пара тележки прижата к наружному рельсу, а задняя — к внутреннему. При увеличении скорости, а значит и центробежной силы эта передаваемая через шкворень сила повернет тележку вокруг точки контакта первой колесной пары с наружным рельсом и задняя колесная пара отойдет от внутреннего рельса. Положение тележки, при котором задняя колесная пара не прижата ни к внутреннему, ни к наружному рельсам, т. е. не передает боковые давления на рельсы, называют положением *свободной установки (СУ)*. При достаточном центробежном усилии (при высокой скорости) тележка будет прижата к наружному рельсу как передним, так и задним колесами. Такое положение тележки называют *установкой по хорде*, или *установкой высоких скоростей (ВС)*. Схематично на рис. 175 показаны все три возможных положения одной из тележек. Здесь тележка изображена в виде одной линии, а колесные пары точками 1, 2, 3. Внешняя и внутренние дуги изображают колею зазор в кривой ($2\sigma + \Delta$). Как видно из рис. 175, положение полюса поворота непрерывно меняется в зависимости от занимаемого тележкой положения. Средняя колесная пара имеет возможность перемещаться в осевом направлении, иначе была бы затруднена установка тележки в рельсовой коле. Осевой раз-

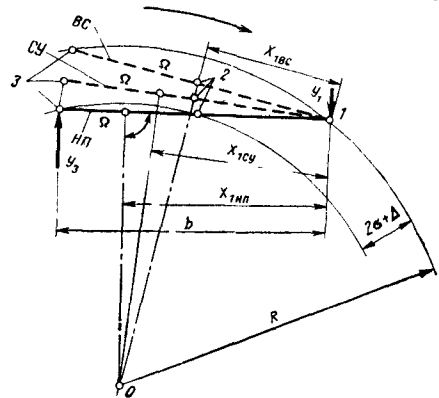


Рис. 175. Последовательные положения базы b тележки с колесными парами в рельсовой колее (в колее зазоров) при увеличении скорости тепловоза

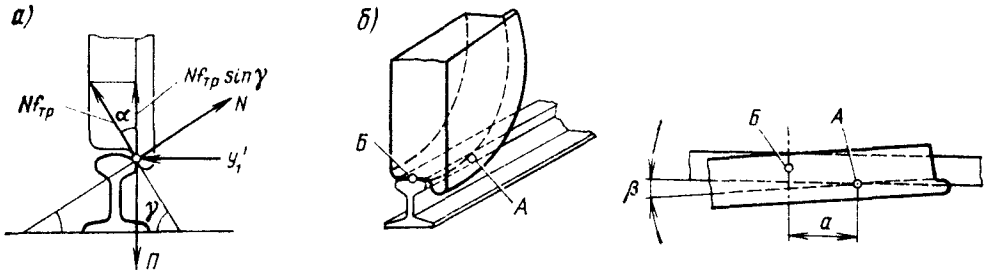


Рис. 176. Схема взаимодействия колеса с рельсом:
 а - схема сил; б - схема двухточечного контакта колеса с рельсом

бег средней колесной пары обычно принимается равным ± 14 мм.

Таким образом, движение тележек в кривой можно представить как непрерывную сумму двух движений: поступательного (вдоль касательной к кривой) и вращательного (вокруг центров поворота Ω). При повороте тележек вокруг центров Ω между бандажами колес и рельсами возникают силы трения.

Повороту тележек препятствуют силы трения в опорно-возвращающих устройствах, а также силы, которые обычно называют возвращающими (после выхода из кривых они возвращают тележки в первоначальное положение). Силы трения и возвращающие силы создают моменты относительно шкворней, препятствующие повороту тележек.

Перечисленные выше силы и моменты уравновешиваются внешними силами, т. е. реакциями рельсов (направляющим усилием $Y_{1,3}$). Нарушение этого равновесия неминуемо приводит к сходу локомотива с рельсов. Поэтому обязательно должны быть регламентированы допускаемые боковые усилия на рельс¹ и другие условия, обеспечивающие бе-

зопасное следование локомотива в кривой. Основными оценочными критериями при движении локомотива в кривой являются следующие величины: *боковое усилие* колес на внутреннюю грань головки рельсов, *упругое отжатие* рельсов под действием этого усилия и *радиальное ускорение*. Допускаемая величина бокового усилия находится из условия надежного неиспользая гребня набегающего колеса на рельс. Гребни бандажей, направляющие движение колес в рельсовой колее, имеют угол наклона по отношению к подошве рельса $\gamma = 70^\circ$ (рис. 176, а). В точке контакта колеса с рельсом боковое усилие Y' и нагрузка колеса на рельс Π вызывают появление нормальной силы N . Сила трения в точке контакта, препятствующая скольжению колеса по наклонной плоскости вниз, равна $Nf_{тр}$, где $f_{тр}$ — коэффициент трения скольжения бандажа о рельс. Вертикальная составляющая этой силы равна $Nf_{тр}\sin\gamma$. Подъем колеса над головкой рельса облегчается тем, что при положительном угле набегаия β (когда гребень колеса в своем движении стремится пересечь головку рельса) точка А контакта гребня направляющего колеса с боковой гранью рельса находится несколько вперед (на размер a) точки Б контакта круга катания бандажа (двухточечный контакт) (рис. 176, б). При этом колесо, прижимаемое боковым усилием к рельсу, будет стараться исползти на рельс наклонной поверхности гребня за счет наличия сил трения. Безопасность движения будет надежно обеспечиваться только тогда, когда приподнявшийся гребень колеса имеет возможность соскальзывать вниз. Отношение Y'_1/Π обычно называют *критерием безопасности*. Это отношение не должно быть больше 0,8. Этот критерий не учитывает боковую упругость рельсов, которая коренным образом может изменить условия воспользая. Как показывает практика, случаи схода колес с рельсов чаще бывают не от воспользая, а от потери устойчивости рельсов и расшивки пути из-за значительных боковых усилий. В связи с этим более важным критерием безопасности при движении локомотива в кривой является *упругое отжатие* наружного рельса \bar{y} , допускаемая величина которого для рельсов типа Р50 равна 6,5 мм, для Р65 — 6 мм и для Р75 — 5 мм. Превышение этих значений может привести к постепенному

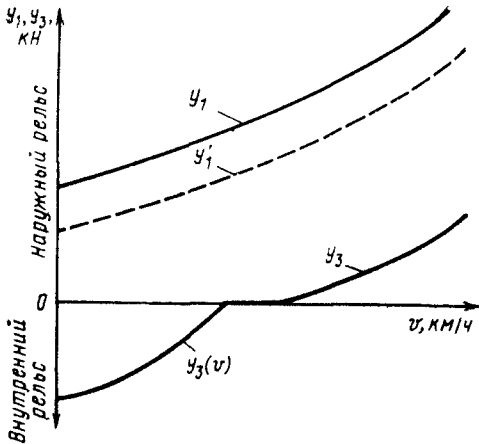


Рис. 177. Динамический паспорт локомотива для горизонтальной плоскости

¹ Боковое усилие Y'_1 меньше направляющего усилия Y_1 (реакции рельса) на силу трения F между бандажом и рельсом.

накоплению остаточных отжатий, расшивке пути и сходу экипажа с рельсов.

Рельсовая кривая имеет различные неровности в плане, поэтому движение локомотива в кривой имеет динамический характер. Возникающие динамические силы учитываются коэффициентом *горизонтальной динамичности*. Его величина зависит от скорости движения локомотива, а также от наличия поперечной упругости у связи колесных пар с рамой тележки. Применение упругих упоров в буксах, а также буксовых поводков с резиновыми элементами снижает на 25—30% динамические горизонтальные силы, а значит и упругое отжатие.

Рассмотренные выше критерии безопасности являются основополагающими при определении допускаемой скорости движения локомотива в кривой. Решая уравнения равновесия экипажа в кривой, для которой необходимо установить допускаемую скорость, строят зависимость направляющих и боковых усилий от скорости. Эти зависимости обычно называют *динамическим паспортом локомотива* для горизонтальной плоскости (рис 177). Исходя из критерия безопасности ($Y_1' = 0,8П$) по допускаемой величине бокового усилия на рельс определяют допускаемую скорость в кривой, и если величина упругого отжатия при найденном максимальном боковом усилии не превышает допускаемого, то принятая скорость движения тепловоза в кривой считается установленной.

54. Устройство тележек тепловозов

Челюстная тележка со сбалансированным рессорным подвешиванием. Основными признаками, характеризующими тележки тепловозов первого поколения (ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ2, ТЭМ1

и некоторых других), являются челюстная связь буск с рамой тележки и сбалансированное рессорное подвешивание. Устройство тележек этого типа показано на рис. 178. В раме 7 тележки размещены три колесно-моторных блока с колесными парами 5, тяговыми электродвигателями 3 и буксами 22. Буксы колесных пар связаны с рамой тележки специальными направляющими кронштейнами рамы, называемыми челюстями. Внизу для усиления челюсти связаны подбуксовыми струнками 23. Тяговые электродвигатели опираются одной стороной на оси колесных пар через моторно-осевые подшипники, а другой стороной — на раму тележки через пружинную подвеску. Такой способ подвески двигателя обычно называют опорно-осевым.

Тележка связана с главной рамой тепловоза жестким шкворнем, входящим в гнездо шкворневой балки 15. Масса кузова воспринимается четырьмя опорами 16, расположенными на раме тележки симметрично относительно шкворня на расстоянии 1365 мм. Корпус каждой опоры развернут по радиусу, проведенному из центра шкворня. Тележки магистральных тепловозов имеют роликовые опорно-возвращающие устройства, а тележки маневровых тепловозов имеют скользя-

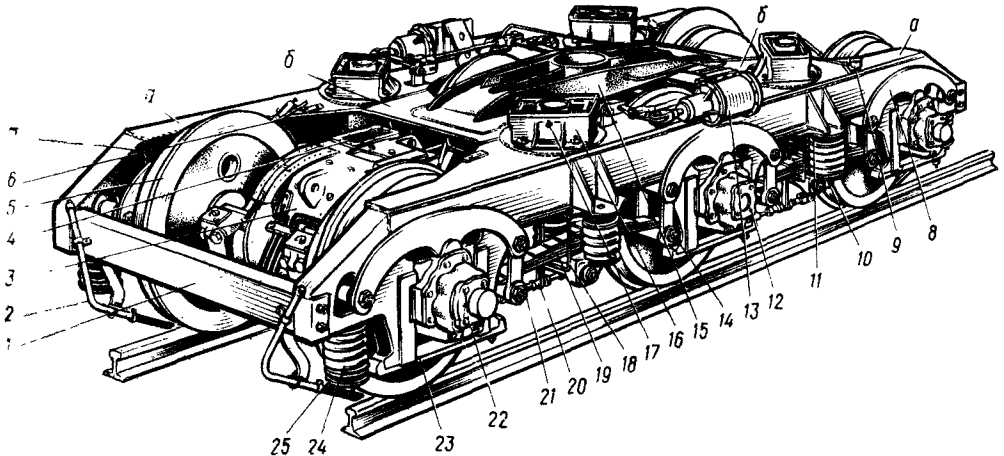


Рис. 178. Челюстная тележка тепловоза со сбалансированным рессорным подвешиванием:

1 — балка концевая; 2 — песочная труба; 3 — тяговый электродвигатель; 4 — канал для подвода охлаждающего воздуха; 5 — колесная пара; 6 — гребнесмазыватель; 7 — рама; 8 — балансир; 9 — масленка; 10 — тормозная колодка; 11 — резиновый амортизатор; 12 — букса; 13 — тормозной цилиндр; 14 — подвеска рессоры; 15 — шкворневая балка; 16 — опора рамы; 17 — маслоуказатель; 18 — предохранительная скоба; 19 — листовая рессора; 20 — винтовая стяжка тормозной тяги; 21 — подвеска рессоры; 22 — букса с пружинным упором; 23 — струнка; 24 — пружина; 25 — резиновый амортизатор; а — боковины рамы; б — поперечные балки

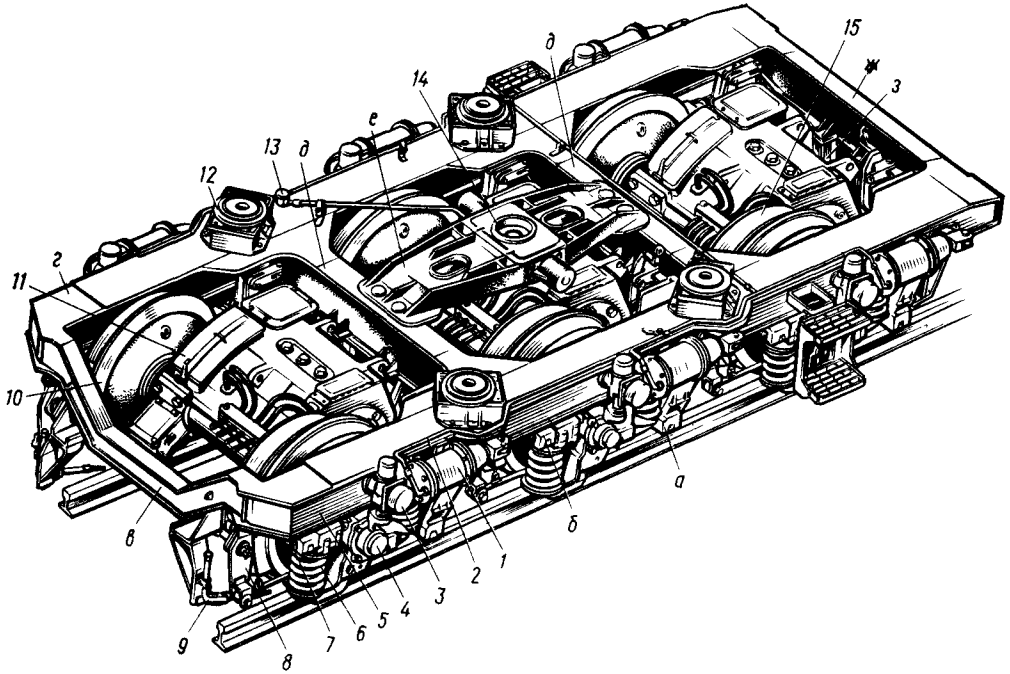


Рис. 179. Общий вид бесчелюстной тележки тепловозов 2ТЭ10М и 2ТЭ116:

1 — тормозной цилиндр; 2 — воздухопровод; 3 — демпфер; 4 — букса; 5 — рама; 6 — пружина; 7 — поводок; 8 — рычаг подвески тормозных колодок; 9 — пескоподающая труба; 10 — колесная пара; 11 — электродвигатель; 12 — опора; 13 — маслянка; 14 — шкворневое устройство; 15 — кожух тягового редуктора; а, б — кронштейны крепления буксовых поводков; в, ж — концевые балки; г — боковина; д — средние поперечные балки; е — шкворневая балка; з — кронштейн подвески двигателя

щие опоры трения. Возвращение этих тележек из отклоненного положения при выходе из кривых участков пути происходит только за счет гребней направляющих колесных пар. Вертикальная нагрузка на колесные пары передается через одноступенчатое сбалансированное рессорное подвешивание, состоящее из листовых рессор 19 и винтовых пружин 24 с резиновыми амортизаторами 25, установленными последовательно. Нагрузка на упругие элементы передается в восьми точках рамы тележки: на четыре концевых и четыре рессорных комплекта. Концевой комплект состоит из пружины и кольцевого резинового амортизатора. Рессорный комплект включает восьмиллистовую рессору и две винтовые пружины, установленные на двухплечем кронштейне, подвешенном с помощью валика на хомуте рессоры. Над каждой пружинной расположен резиновый амортизатор. Пружины с амортизаторами попарно работают последовательно с рессорой. Нагрузка от кон-

цевых пружин и рессор передается с помощью подвесок 14 на концы двух балансиров 8, которые в свою очередь нагружают колесную пару.

Тормозное оборудование тележки состоит из двух тормозных цилиндров диаметром 254 мм (10"), рычажной передачи и односекционных гребневых тормозных колодок. Нажатие колодок одностороннее.

Бесчелюстная тележка с индивидуальным рессорным подвешиванием. Тележки тепловозов 2ТЭ10М(В), а также 2ТЭ116 (рис. 179) в конструктивном исполнении многих узлов имеют значительные отличия от тележек тепловозов первого поколения. Характерными отличительными признаками этих тележек являются отсутствие челюстной связи букс с рамой тележки и применение индивидуального рессорного подвешивания. Поэтому эти тележки обычно называют бесчелюстными с индивидуальным рессорным подвешиванием. У этих тележек челюстная связь букс с рамой заменена по

водковой. Поводки 7 имеют резинометаллические амортизаторы, через которые они соединены с буксой 4 и рамой тележки 5. Взаимные перемещения колесной пары и рамы тележки происходят за счет деформации резиновых элементов. Это позволяет исключить из конструкции тележки быстро изнашивающиеся наличники рамы и букс, которые в эксплуатации требовали значительных затрат на их обслуживание и замену.

Вместо сбалансированного рессорного подвешивания на новых тележках применено индивидуальное для каждой оси подвешивание, состоящее из одних винтовых пружин. Нагрузка на каждую колесную пару передается через четыре пружинных комплекта 6, установленных на опорных кронштейнах букс. Каждый комплект состоит из двух или трех пружин, вставленных друг в друга. Такая схема подвешивания максимально упростила конструкцию тележки и уменьшила эксплуатационные расходы на ее обслуживание и ремонт, так как в ней исключены все шарнирные соединения (в рессорном подвешивании челюстной тележки таких соединений 48). В винтовых пружинах отсутствует внутреннее трение. Поэтому для избежания резонансных явлений в тележках применены фрикционные гасители колебаний (демпферы) 3, устанавливаемые между буксами и рамой тележки. Сила трения между трущимися накладками подвижного штока и корпуса демпфера регулируется затяжкой пружины.

Достоинством бесчелюстных тележек является упругая связь с кузовом, обеспечиваемая подвижным шкворневым устройством 14 с горизонтальными пружинами и четырьмя резино-роликовыми опорами, через которые кузов опирается на тележку. Упругое соединение позволяет перемещаться в поперечном направлении относительно тележки за счет сдвига резины опор и сжатия пружины шкворневого устройства. Упругое соединение тележек с кузовом улучшает горизонтальную динамику тепловоза. Центр шкворневого устройства не совпадает с геометрическим центром тележки (сдвинут к

середине тепловоза на 0,185 мм). Расположение шкворня за средней осью тележки несолько снижает боковое усилие на рельс направляющей колесной пары.

Резино-роликовые опоры расположены в боковинах рамы несимметрично относительно шкворня. Центры передних опор находятся на расстоянии 1,632 м, а задних — 1,232 м. Опоры развернуты вдоль радиусов установки, и ролики перекатываются по наклонным поверхностям только при повороте тележки, а отклонение кузова происходит за счет наклона опор при работе резины на сдвиг. Тяговые электродвигатели имеют опорно-осевое подвешивание и в тележке располагаются носиками в одну сторону («гуськом»).

Вместо жестких зубчатых колес в тяговом приводе применены упругие самоустанавливающиеся зубчатые колеса с резинометаллическими элементами, позволяющие снизить уровень динамических нагрузок в приводе и улучшить распределение нагрузки по длине зубьев. Моторно-осевые подшипники имеют так называемую гиперболическую расточку вкладышей и усовершенствованный уширенный полстер для смазывания оси. В буксах вместо бронзовых осевых упоров скольжения применены небольшие по размерам и надежные упорные шарикоподшипники. Это позволило исключить жидкую смазку в буксах и лабиринтные уплотнения, сократить расходы на ремонт и эксплуатацию.

Тормозное оборудование тележки включает шесть тормозных цилиндров диаметром 10,2 см (4"), индивидуальную рычажную передачу с двусторонним нажатием колодок, чугунные тормозные колодки. Ручной тормоз действует на два колеса каждой тележки.

Тележки тепловоза ТЭП70. У первых семи тепловозов ТЭП70 тележки однотипны с тележками тепловоза ТЭП60. Отличие заключается в разных диаметрах бандажей колесных пар: у ТЭП60 диаметр бандажей 1,05 м, у ТЭП70 — 1,22 м. Тележка имеет оригинальную но сложную конструкцию, обусловленную опорно-рамным подве-

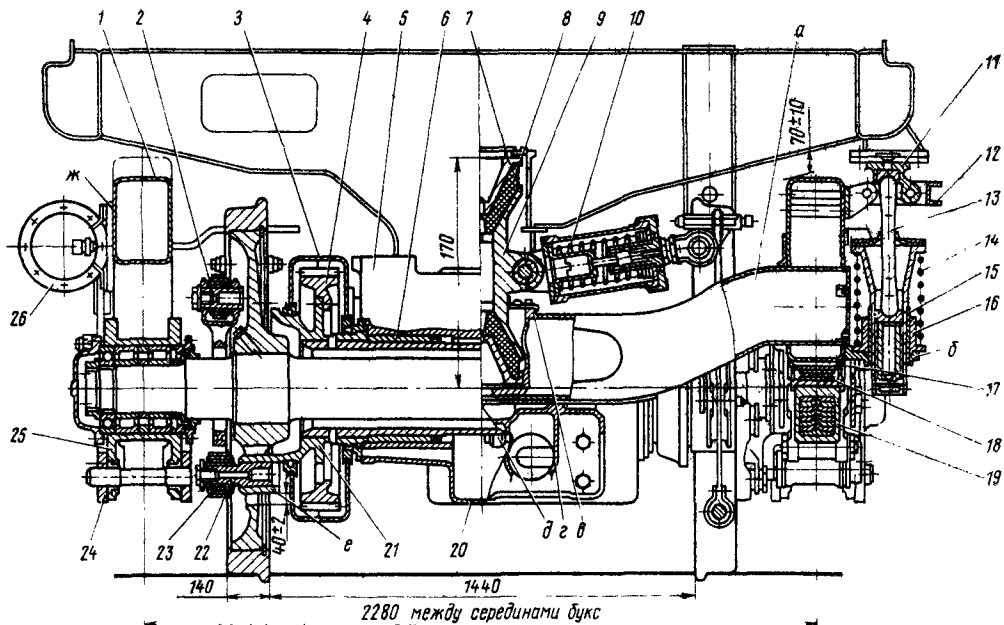


Рис. 180. Экипажная часть тепловоза ТЭП70 (№ 1—7) в разрезе

1 — рама; 2 — шарнирно-поводковая муфта; 3 — кожух тягового редуктора; 4 — зубчатый венец; 5 — тяговый двигатель; 6 — моторный подшипник; 7 — стальной конус; 8 — резиновый конус; 9 — главные (маятниковые) опоры кузова; 10 — возвращающий аппарат; 11 — верхний стакан; 12 — скоба; 13 — шток; 14 — пружина боковой опоры кузова; 15, 16 — направляющие стаканы; 17 — гнездо амортизатора; 18 — амортизатор; 19 — рессора; 20 — крышка моторных подшипников; 21 — фланец полго вала; 22 — шпалец; 23 — амортизаторы; 24 — подбуксовый балансир; 25 — букса; 26 — тормозной цилиндр; а — поперечная балка; б — кронштейн боковой опоры; в — стакан главной опоры; г — кронштейн подвески двигателя; д — зубчатый венец привода масляного насоса; ж — боковина рамы тележки

шиванием электродвигателей, продольным сбалансированием рессорного подвешивания и упругой опорой кузова на раму тележки. Характерным для этой тележки является широкое использование резиновых элементов. Масса кузова передается на раму тележки через две главные маятниковые опоры (рис. 180) 9 в середине шкворневых балок и четыре пружинные боковые опоры 14, установленные в кронштейнах б приваренных к боковинам рамы 1 тележки. На каждую главную опору приходится нагрузка около 95 500 Н. Прогиб одного резинового конуса 8 под этой нагрузкой составляет около 15 мм. Установка главных опор с малым статическим прогибом амортизаторов вдоль оси тележки позволяет сохранить параллельность между кузовом и тележками, что в свою очередь способствует более равномерному распределению нагрузки между колесными парами и тем самым улучшает коэффициент использования сцепного веса. Нагрузка на

боковую опору в два раза меньше, чем на главную. Статический прогиб боковых пружин 14 под этой нагрузкой составляет 98 мм, т. е. более чем в три раза больше прогиба главных опор. Тем самым созданы условия для амортизации боковой качки кузова. Такие же виды колебаний, как галопирование и подпрыгивание, вследствие большей продольной жесткости проявляются в меньшей степени. Гашение боковых колебаний кузова относительно продольной оси происходит за счет сил трения в направляющих стаканах 15 и 16 боковых опор. Наибольшие амплитуды боковых колебаний ограничиваются вертикальными ограничителями отклонений кузова, установленными на раме тележки

Устойчивость кузова в поперечном направлении обеспечивается пружинными возвращающими аппаратами 10, установленными между проушинами главных опор и кузовом. В прямых участках пути стойки опор удерживаются в вертикальном положении пружинными возвращающими аппаратами 10, установленными между проушинами главных опор и кузовом. В прямых участках пути стойки опор удерживаются в вертикальном положении пружинными возвращающими аппаратами 10, установленными между проушинами главных опор и кузовом.

жинами возвращающих аппаратов, имеющими предварительное поджатие 15 000 Н. При движении в кривой пружины обоих возвращающих аппаратов, удерживающих опору, сжимаются под действием центробежной силы кузова, и опора занимает наклонное положение. При выходе из кривой (после снятия боковой силы) пружины возвращают кузов в первоначальное соосное с тележкой положение. Наибольшее отклонение кузова, которое допускают установленные с обеих сторон на раме тележки ограничители, равно 40 мм. Резиновые конусы 8 главных опор при поперечных перемещениях кузова относительно тележки играют роль своеобразных шарниров, в которых внешнее трение заменено внутренним трением в деформируемой резине. Кроме этого, резиновые конусы смягчают вертикальные и горизонтальные толчки и снижают передачу высокочастотных вибраций от тележек к кузову.

Нагрузка от тележки на колесные пары передается с помощью концевых и средних пружин и рессор, сбалансированных друг с другом и образующих первую (буксовую) ступень рессорного подвешивания со статическим прогибом 94 мм. Концевые пружины и рессоры воспринимают нагрузку через резиновые амортизаторы: кольцевые над пружинами и прямоугольные 18 над хомутом рессоры. Рессоры 19 через рессорные балансиры нагружают соседние пружины, установленные в гнездах двуплечих подбуксовых балансиров 24, которые в свою очередь подвешены с помощью валиков на корпусах букс 25 и передают на них нагрузку. Вторые концы балансиров крайних букс нагружены концевыми пружинами. В отличие от сбалансированного рессорного подвешивания челюстных тележек шарнирные соединения описываемой тележки значительно меньше вызывают хлопот в эксплуатации и ремонте. Здесь пары трения образованы стальными валиками (сталь 45) и самосмазывающимися металлокерамическими втулками, которые перед установкой пропитываются в масле. В

процессе эксплуатации такие втулки не требуют смазывания.

Тяговые электродвигатели 5 размещены так же, как в челюстной тележке: два редукторами в одну сторону, третий развернут в противоположную сторону. Двигатели укреплены на раме тележки и тем самым они являются подрессоренными. Тяговый момент от двигателя к колесным парам передается специальным механизмом, позволяющим одновременно компенсировать вертикальные перемещения двигателя относительно оси колесной пары, обусловленные колебаниями подрессоренных масс. Этот механизм включает полый вал с напрессованными по концам фланцами 21 муфт и две шарнирно-поводковые муфты 2. Полый вал охватывает с зазором в 35 мм ось колесной пары и центрируется в моторных подшипниках 6 двигателя. Муфты состоят из четырех поводков, объединенных между собой промежуточным звеном—траверсой. В каждый поводок запрессовано по два резинометаллических шарнира 23.

Тяговый момент при таком механизме передается от вала двигателя зубчатому венцу 4, вращающему полый вал с приводными фланцами 21. Фланцы через цапфы d передают момент на муфты, которые вращают колесную пару. Вертикальные перемещение полого вала (вместе с двигателем и рамой тележки) относительно оси колесной пары компенсируются за счет скручивания резиновых втулок шарниров.

Моторные подшипники 6, центрирующие полый вал в двигателе 5, выполняются стальными с заливкой баббитом Б83. Подшипники смазываются с помощью фитилей из грубой чистощерстяной пряжи, вставляемых в войлочную обойму, прижимаемую пружиной. Масляная камера интенсивно пополняется маслом шестеренным насосом, приводимым в движение зубчатым венчиком e , укрепленным на средней части полого вала.

Тяговое усилие от колесных пар к раме кузова и автосцепке передается буксами, связанными с рамой тележки буксовыми поводками с резиновыми

элементами. Валики поводков закреплены в специальных клиновых пазах корпусов букс и кронштейнов рамы тележки. От рамы тележки тяговое усилие передается через специальные закаленные сухари на стойках главных опор кузову, а затем на автоцепку.

Буксовые поводки, связывающие буксы с рамой тележки, обеспечивают благодаря наличию резиновых элементов упругие перемещения колесных пар относительно рамы тележки в вертикальном (до ± 30 мм) и в поперечном (до ± 8 мм) направлениях. Возникающие при вертикальных колебаниях наддресорного строения дополнительные сопротивления поводков при скручивании их резиновых втулок увеличивают динамическую жесткость рессорного подвешивания, но это сопротивление является своеобразным демпфером колебаний. Возможность поперечных упругих перемещений колесной пары создает условия для лучшего вписывания тепловоза в кривые и уменьшает горизонтальные динамические силы.

В продольном направлении жесткость резиновых втулок буксовых поводков достаточно высокая и перемещение колесной пары в этом направлении незначительно.

Для создания тормозных усилий на тележке установлены четыре тормозных цилиндра 26 диаметром 254 мм (10"), каждый из которых через систему рычажной передачи тормоза действует на три тормозные колодки, т. е. на две тормозные колодки одного колеса и на одну колодку смежного колеса. Рычажная передача тормоза позволяет устанавливать чугунные или композиционные колодки, для чего предусмотрена возможность перестановки валиков в вертикальных рычагах для изменения передаточного числа рычажной передачи. При ручном торможении обеспечивается прижатие колодок к передней колесной паре с двух сторон и к смежной с ней с одной стороны.

Начиная с восьмого номера на тепловозах ТЭП70 применяются тележки, представленные на рис. 181. Эти

тележки имеют ряд конструктивных новшеств, определенных последними достижениями науки и техники. Вертикальная нагрузка от кузова воспринимается тележкой посредством восьми цилиндрических пружин 5, установленных на боковинах рамы 7 тележки (по четыре с каждой стороны). Эти группы пружин образуют вторую (кузовную) ступень рессорного подвешивания с большим статическим прогибом. Первая (буксовая) ступень подвешивания с прогибом пружин 57 мм в два раза меньше, чем во второй ступени. Пружины второй ступени подвешивания обеспечивают одновременно упругую связь при поперечных и угловых перемещениях тележки относительно кузова. Относительные перемещения тележки и кузова в поперечном направлении возможны благодаря упругому шкворневому устройству 13. Перемещение шкворня в этом направлении ограничено до 60 мм. Из них 30 мм относится к свободному ходу и 30 мм к упругому со сжатием пружины шкворневого устройства. Включение пружины шкворневого устройства при отклонении кузова свыше 30 мм обеспечивает необходимую нелинейность зависимости возвращающей силы от перемещения. Демпфирование вертикальных и горизонтальных относительных перемещений кузова и тележки осуществляется гидравлическими гасителями колебаний 6, 17. Для этой цели на тележке установлены с каждой стороны по два гасителя вертикально и одному горизонтально. В буксовой ступени гасители отсутствуют.

Тяговые электродвигатели 16 имеют «гуськовое» расположение в раме тележки и жестко в ней закреплены. Привод колесной пары односторонний. Вращающий момент от вала двигателя к колесной паре передается с помощью специального механизма, включающего зубчатую передачу, поводки с резинометаллическими шарнирами (по типу привода тепловоза ТЭП60) и трубу с двумя приводными фланцами по концам.

Передача тяговых и тормозных усилий от колесных пар к раме тележки осуществляется через бесчелюстные

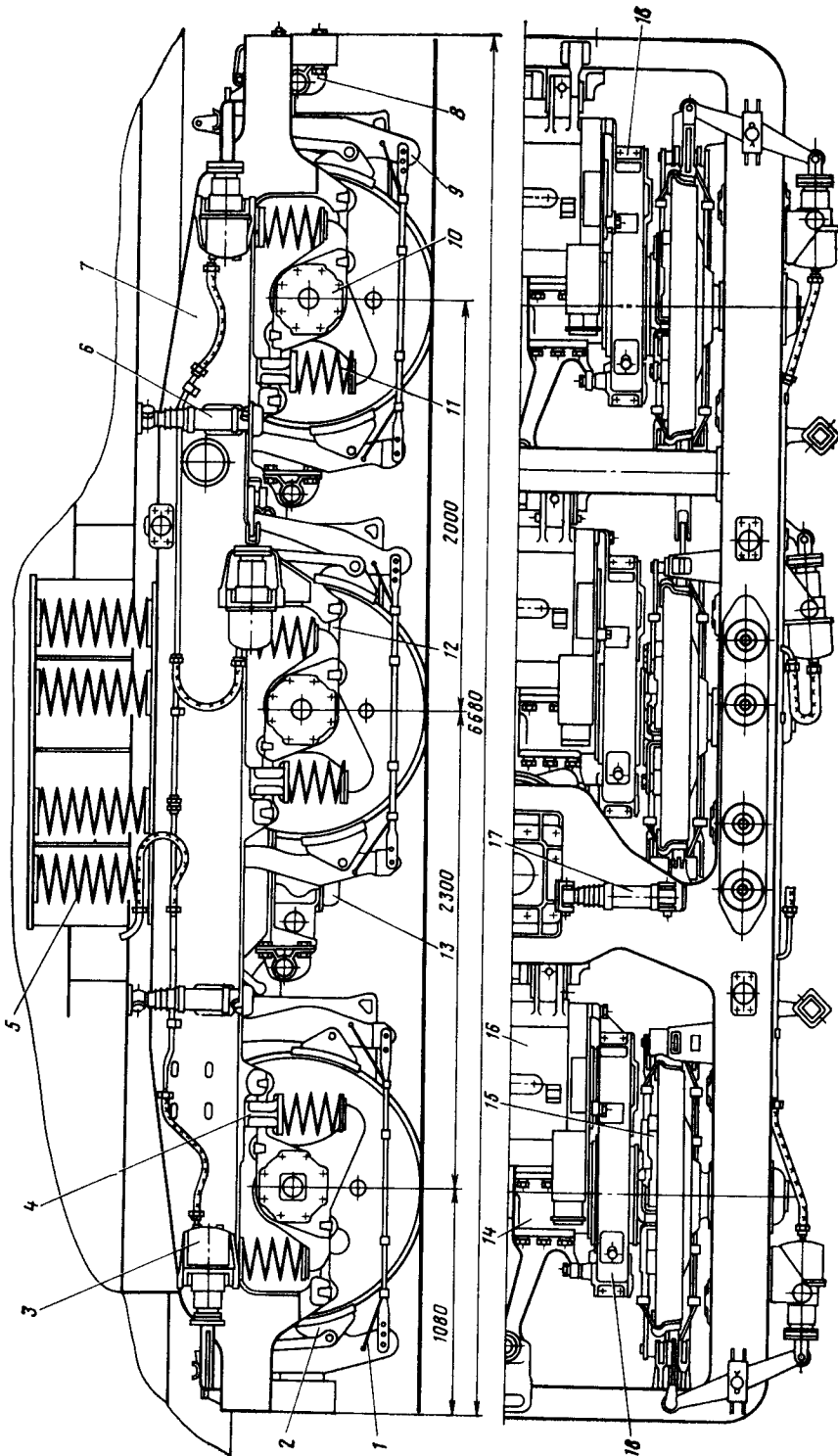


Рис. 181. Устройство тележки тепловоза ТЭП70 последних выпусков:

1 — предохранительный трос; 2 — тормозной башмак; 3 — тормозной цилиндр; 4 — опоры пружины; 5 — пружина кузовной ступени подвешивания; 6, 17 — рессоры; 7 — рама тележки; 8 — опорный кронштейн для двигателя; 9 — вертикальный рычаг рычажной передачи торжоза; 10 — поводковая букса; 11 — пружина рессорного подвешивания буксовой ступени; 12 — поводок буксы; 13 — шкворневое устройство; 14 — опора подшипника зубчатого колеса тягового привода; 15 — эластичная муфта привода; 16 — тяговый электродвигатель; 18 — тяговый редуктор

буксы и поводки с резиновыми элементами. Суммированное рамой тележки тяговое усилие передается раме кузова через низкоопущенный (до уровня осей колесных пар) шкворень.

Тормозное оборудование тележки включает шесть тормозных цилиндров со встроенными регуляторами выхода штока, индивидуальные рычажные передачи, обеспечивающие двустороннее нажатие тормозных колодок, и гребневые колодки. При ручном торможении к бандажам прижимаются колодки только одной колесной пары.

55. Рамы тележек

Рама тележки объединяет колесомоторные блоки и суммирует тяговые усилия от них для передачи кузову. Рама подвергается воздействию различных по своему характеру, значению и направлению сил. Она воспринимает вертикальные нагрузки от надтележечных масс и массы самой рамы с размещенным на ней оборудованием, тяговые и тормозные силы, а также переменные нагрузки, вызванные колебаниями тепловоза в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Конструкции рам различаются типом и расположением опорно-возвращающих устройств, шкворней, рессорного подвешивания, тормозного оборудования и тягового привода. Рамы состоят из продольных боковин, жестко связанных поперечными креплениями. Для установки оборудования рамы снабжены различными кронштейнами. Для соединения элементов рам широко применяется электросварка.

Для снятия напряжений от сварки полностью готовую раму со всеми приваренными к ней деталями термически обрабатывают. Для повышения усталостной прочности сварных соединений рамы тележки имеющиеся в ней зоны концентрации напряжений следует в необходимых случаях подвергать механической обработке или поверхностному наклепу многобойковым упрочнителем или аргоно-дуговой обработке.

По технологическому признаку рамы различают брусковые, литые и

сварные с использованием литых и штампованных элементов. На тепловозах главным образом применяются сварно-литые рамы.

Рама челюстной тележки. Две боковины *a* рамы (см. рис. 180) соединены между собой двумя средними поперечными балками *б* и двумя концевыми *г*. Средние поперечные балки в свою очередь соединены продольной шкворневой литой балкой *15* из стали 25ЛР. В центре шкворневой балки расточено гнездо под шкворень, в которое вварена сменная втулка. Боковины коробчатого сечения сварены из листового проката. Верхние и вертикальные листы боковин по всей длине цельные, а нижние состоят из нескольких частей, между когорыми в боковины вварены элементы, образующие буксовые челюсти. Верхние листы боковин в районе приварки средних поперечных балок уширены для усиления соединения боковин с поперечными балками и размещения на них опорно-возвращающих устройств. Снизу к поперечным балкам приварены литые кронштейны подвески тяговых электродвигателей.

Буксовые челюсти снизу стянуты струнками *23* из стали 25ЛП1, установленными с натягом. Наклонные контактные поверхности струнок и каблучков челюсти (уклон 1:12) пригоняются по краске с равномерным прилеганием не менее 70% рабочей поверхности. Струнку крепят к раме двумя болтами. Во избежание деформации ее при затяжке болтами между ней и челюстями устанавливают прокладки толщиной 8—10 мм. Прокладки подбирают так, чтобы при окончательном креплении струнки они были плотно зажаты. Для защиты от износа к поверхности трения челюстей приварены сменные напичники из износостойкой стали 60 Г.

Снизу к раме тележки приварены четыре опорных кронштейна средних пружин, через которые нагрузка от рамы передается рессорам. Опорное гнездо для концевой пружины выполнено заодно с концевой челюстью. К боковинам рамы тележки приварены кронштейны для крепления тормозных

цилиндров, а также ряд кронштейнов, скоб и угольников для рычажной передачи тормоза и крепления песочных труб.

Рама бесчелюстной тележки (2ТЭ10М, 2ТЭ116). Рама бесчелюстной тележки, так же как челюстной, выполнена сварной. Ее боковины *г* (см. рис. 181) и междурамные крепления (поперечные балки) *д*, *ж* имеют коробчатое сечение, образованное вертикальными и горизонтальными листами из стали Ст3 или М16С. Одна из трех поперечных балок *ж* является концевой. Концевая балка *ж* усилена, что связано с расположением тяговых электродвигателей («гуськом»). На эту балку передается часть массы тягового электродвигателя, а также реактивное усилие, развиваемое двигателем при передаче тягового момента. Вторая концевая балка *в* практически нагрузку не несет и служит для придания жесткости конструкции. Балка *в* изогнута в средней части для того, чтобы стяжной ящик автосцепки в раме тепловоза не мешал подкатке тележки.

На средние поперечные балки *д* опирается продольная литая шкворневая балка *е*, приваренная к верхним и вертикальным листам поперечных балок. Сварные швы упрочнены наклепом. В средней части балка имеет прямоугольное гнездо для размещения подвижного шкворневого устройства 14. В боковых стенках балки имеются отверстия для установки пружинных аппаратов шкворневого устройства. Снизу ко всем трем поперечным балкам приварены литые кронштейны *з*, на которые через пружинные подвески опираются тяговые электродвигатели. К нижним листам боковин приварены литые кронштейны *а*, *б* буксовых поводков. Опорные кронштейны буксовых пружин *б* отлиты заодно целое с короткими кронштейнами *б*. Кронштейны имеют коробчатое сечение для размещения тяги буксового поводка. В качестве второй опоры для буксовых пружин служат пластики, приваренные к нижним листам боковин возле удлиненных кронштейнов *а*. В боковинах около удлиненных кронштейнов буксо-

вых поводков имеются отверстия для прохода горизонтальных рычагов передачи тормоза. Чтобы эти отверстия не уменьшали прочность рамы, в них варены специальные литые вставки, соединяющие вертикальные листы боковин. Для придания боковине большей жесткости внутри ее установлены диафрагмы, привариваемые только к вертикальным листам. К торцам боковин приварены заделки.

Рама тележки ТЭП60 и ТЭП70 № 0001—0007. Рама тележки тепловозов ТЭП60 отличается от рамы тележки ТЭП70 первых выпусков в основном только длиной. Из-за увеличения диаметра колес у тепловоза ТЭП70 длина его рамы тележки возросла на 200 мм, однако размеры между осями колесных пар остались прежними. В отличие от рам тележек, сваренных из листов, рамы этих тележек сварены из штампованных элементов. Это позволяет при одинаковой прочности несколько уменьшить массу рамы по сравнению с рамой из листового металла. Боковины 1 тележки (см. рис. 180) сварены продольным стыковым швом из корытообразных элементов, отштампованных из малоуглеродистой стали толщиной 10 мм. По условиям производства каждая боковина изготавливается из трех штамповок, сваренных встык под углом 45°. Косые швы, расположенные под углом 45° к действующим силам, приблизительно равнопрочны целому сечению.

Поперечные шкворневые балки *а* сварены также из двух штампованных половин. Концы балок заканчиваются цилиндрическими цапфами, которыми они входят в отверстия боковин и привариваются к их наружным стенкам. К внутренним стенкам боковин цапфы приварены с помощью фланцев. В средней части шкворневых балок варены литые стаканы *в*, служащие для размещения главных опор кузова. Снизу к шкворневым балкам сваркой и болтами присоединены кронштейны *г* крепления тяговых электродвигателей.

Концевые балки сварены из двух корытообразных штамповок. К боковинам они приварены с помощью специальных стальных литых угольников.

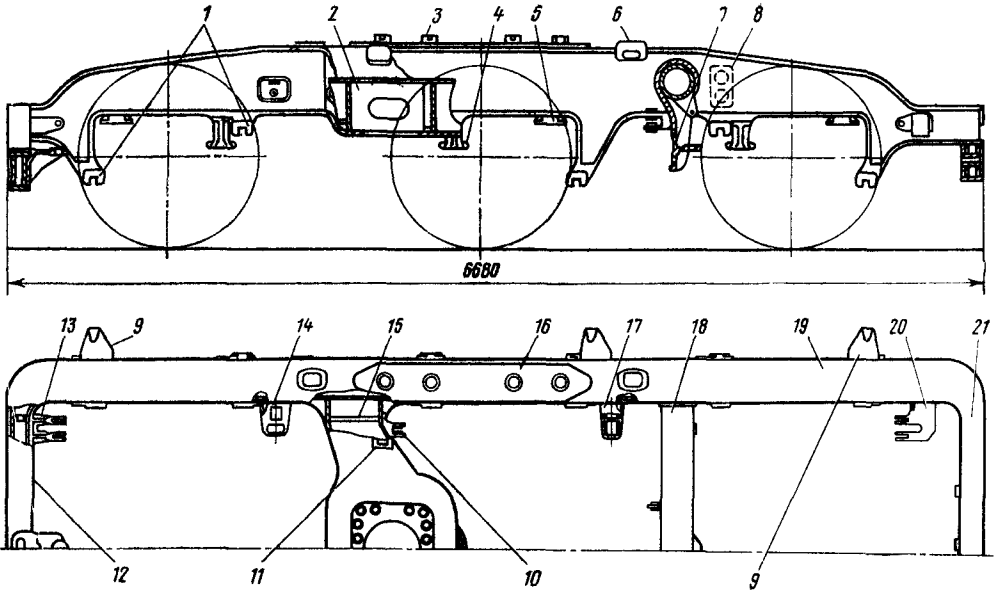


Рис. 182. Рама тележки тепловозов ТЭП70:

1 — кронштейн буксового поводка; 2 — шкворневая балка; 3 — направляющие втулки кузовных пружин; 4, 5 — опоры для пружин; 6 — ограничители горизонтальных перемещений кузова; 7 — кронштейны тяговых двигателей; 8 — пластины для крепления кронштейнов тормозных цилиндров; 9 — кронштейны вертикальных гасителей колебаний; 11 — пластины для крепления кронштейнов горизонтальных демпферов; 12, 21 — концевые балки. 10, 13, 14, 17, 20 — кронштейны рычажной передачи тормоза; 15 — прокладка; 16 — пла-
тик; 18 — средняя поперечная балка; 19 — боковина

В середине к балкам с внутренней стороны приварены специальные фланцы для крепления передних кронштейнов подвешивания тяговых двигателей. К штампованным боковинам встык приварены литые кронштейны для крепления буксовых поводков. К боковинам сваркой прикреплены также кронштейны б боковых опор, кронштейны и пластины для крепления тормозных цилиндров, рычажной передачи тормоза, ограничителей отклонения кузова, а также опоры 17 амортизаторов 18 листовых рессор. Детали для крепления элементов рычажной передачи тормоза приварены и на шкворневых и концевых балках.

Рама тележки тепловоза ТЭП70 № 0008 и выше. Рама (рис. 182) имеет сварную конструкцию. Она состоит из боковин 19, соединенных между собой креплениями: двумя концевыми балками 12, 21, шкворневой балкой 2, средней поперечной балкой 18 круглого сечения. Боковины, шкворневая балка и концевые балки имеют коробчатые сечения и сварены из элементов, вырезанных из листовой стали Сред-

няя горизонтальная часть шкворневой балки утолщена. К ней на болтах прикреплен корпус шкворневого устройства.

Боковины рамы тележки образованы фасонными вертикальными листами, загнутыми по концам для приварки встык непосредственно к вертикальным листам концевых балок. Три выступа на вертикальных листах, направленные вниз, служат для образования кронштейнов для приварки кронштейнов 1 буксовых поводков. Сверху к вертикальным листам приварен верхний горизонтальный лист, состоящий из трех сваренных друг с другом частей: среднего и двух концевых. Концевые листы при приварке к вертикальным выгибаются по их профилю с обязательным подогревом. Снизу к боковинам приварены литые кронштейны-скобы 1 для крепления буксовых поводков. В промежутках между скобами к вертикальным листам боковин приварены нижние листы, выгнутые по профилю в горячем состоянии. Верхние и нижние листы боковин в местах приварки концевых и шкворневой ба-

лок уширены с плавным закруглением в местах уширения. Таким образом, сварочные швы, соединяющие горизонтальные листы боковин с листами шкворневой и концевых балок, удалены от боковин, что значительно снижает концентрацию напряжений в этих местах. Приварка концевых и шкворневой балок производится с помощью оставляемой внутри сечения подкладки 15.

Шкворневая балка сварена из фасонных листов, гнутых горячим способом. В центре шкворневой балки образовано прямоугольное гнездо с отверстием диаметром 410 мм в нижнем листе, через которое проходит низкоопущенный шкворень кузова.

Средняя поперечная балка выполнена из трубы диаметром 190 мм и вварена в боковины к их наружным и внутренним стенкам. К внутренним стенкам боковин труба вварена с помощью фланца. Снизу к средней балке приварен фасонный литой кронштейн 7, служащий опорой для тяговых электродвигателей. Сверху кронштейн имеет две проушины для предохранительных подвесок двигателей. По концам балки по осям бандажей сваркой при-

креплены кронштейны рычажной передачи тормоза.

Концевые балки, связывающие боковины тележки, имеют вогнутый профиль и несколько отличаются друг от друга формой и размерами сечения. К передней балке приварены кронштейны подвески двигателя, а также кронштейны 13 рычажной передачи тормоза. К средней части задней концевой балки приварены три кронштейна-платика, к которым болтами прикреплен кронштейн подвески электродвигателя. Между вертикальными стенками вварены распорные втулки, внутри которых проходят крепежные болты кронштейна.

Снизу к боковинам приварены литые опоры 5 для пружин рессорного подвешивания. Опоры 4 для вторых пружин прикреплены четырьмя болтами М16 к приливам коротких буксовых скоб 1. Возле средней поперечной балки в боковины вварены скобы для горизонтальных рычагов передачи тормоза. Снаружи к вертикальным листам боковин приварены пластики для крепления кронштейнов 8 тормозных цилиндров, кронштейнов 9 вертикальных гасителей колебаний, ограничителей 6 горизонтальных перемещений кузова.

Глава XVIII ОПОРНО-ВОЗВРАЩАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА И РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

56. Опорно-возвращающие устройства

Устройства служат для передачи массы кузова с оборудованием на тележки и возвращения их в первоначальное положение при выходе тепловоза из кривых участков пути. Движение по прямым участкам также сопровождается интенсивным вилянием тележек, которое вызвано конусностью бандажей и зазорами между их гребнями и головками рельсов. При этом важным условием для уменьшения боковых сил, действующих от экипажа на рельсы, является разделение масс тележек от массы кузова. Это разделение обеспечивается опорно-возвращающими устройствами, которые позволяют тележке либо только поворачи-

ваться относительно шкворня кузова на определенный угол, либо поворачиваться одновременно с относительным перемещением кузова и тележек. Угловые и поперечные относительные перемещения, обеспечиваемые опорно-возвращающими устройствами, могут быть как свободными, так и упругими, с постоянной возвращающей силой и с переменной. Во всех случаях для уменьшения виляния экипажа необходимо обеспечивать демпфирование перемещений.

На тепловозах применяются различные конструктивные схемы опор и возвращающих устройств: роликовые с постоянным возвращающим моментом и моментом трения (тепловозы ТЭ3, ТЭ7, 2ТЭ10); комбинирован-

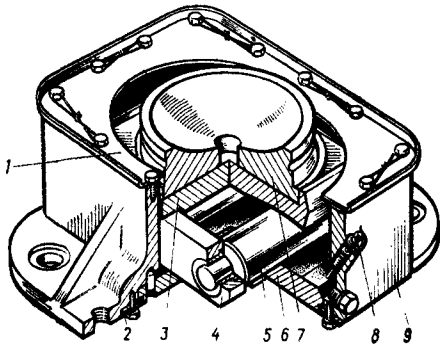


Рис. 183. Роликовые опоры кузова:

1 — крышка; 2 — кольцо; 3 — верхняя плита; 4 — обойма; 5 — ролик; 6 — нижняя плита; 7 — шаровая опора; 8 — шуп; 9 — корпус

ные резино-роликовые опоры с упругим шкворневым устройством (2ТЭ116, 2ТЭ10М (В)); маятниковые опоры с пружинными возвращающими аппаратами (ТЭП60, ТЭП70 № 1—7); пружинные, работающие на вертикальную и горизонтальную нагрузки (ТЭП70 № 008 и выше); опоры на маятниковых подвесках (ТЭМ7, ЧМЭЗ).

Все основные параметры опорно-возвращающих устройств должны быть подобраны с расчетом получения требуемой плавности хода: с малыми значениями амплитуды и частоты колебаний, с отсутствием значительных отклонений кузова от оси пути.

Роликовые опорно-возвращающие устройства с постоянным и возвращающим моментом и моментом трения. Устройства этого типа применены на тележках тепловозов первого поколения (ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭ7, ТЭП10). В стальном литом корпусе 9 (рис. 183) размещен подвижной роликовый механизм, состоящий из нижней 6 и верхней 3 опорных плит, двух роликов 5, объединенных обой-

мами 4 и сферического гнезда 7, воспринимающего нагрузку от шаровой опоры кузова. Нижняя опорная плита прикреплена к кузову болтами и нажимным кольцом 2. Правильное ее положение фиксируется двумя штифтами. Рабочие поверхности выполнены под углом $\alpha=2^\circ$ у грузовых тепловозов и $\alpha=3^\circ 30'$ — у пассажирских. В состоянии покоя ролики находятся в углублениях между наклонными поверхностями опор (рис. 184, а). В процессе движения при вилянии или входе в кривую нижняя опорная плита смещается на некоторый угол относительно верхней и ролики набегают на наклонные поверхности опорных плит (рис. 184, б). При этом происходит не только качение роликов, но и скольжение, обусловленное разворотом опоры относительно радиуса установки на угол, равный 5° для грузовых и 8° для пассажирских. Кроме этого, трение скольжения имеет место между роликовым устройством и сменной планкой корпуса, а также между сферическим гнездом и верхней плитой. Создаваемый тем самым момент трения на опорах необходим для устойчивого положения тележки при движении как в кривой, так и по прямому участку пути. Благодаря постоянному углу наклона опорных поверхностей плит возвращающий момент, создаваемый при набегании роликов на наклонные поверхности, не зависит от угла поворота тележки.

Для уменьшения износа подвижных частей роликового механизма рабочие поверхности опорных плит, ролики и гнезда шаровых опор цементированы и закалены, а внутренняя полость корпуса заполнена осевым маслом. Уровень масла проверяют маслоуказателем 8 (см. рис. 185). Для

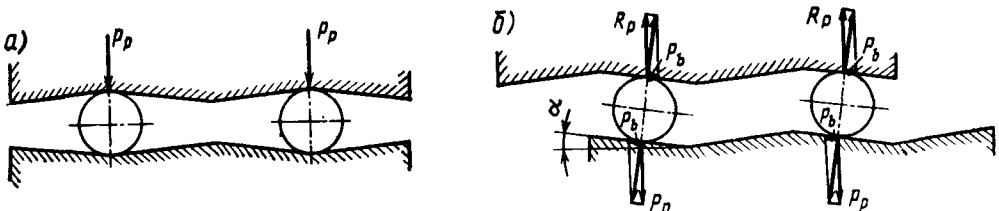


Рис. 184. Схема роликовой опоры:

а — в состоянии равновесия; б — при повороте тележки относительно кузова

предохранения от пыли и грязи опоры закрыты крышками 1 и брезентовыми чехлами.

Скользкая опора кузова тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2. В стальном корпусе (рис. 185) 4 из стали 25ЛП, укрепленном на боковине рамы четырьмя болтами, имеется опорная плита 5 из стали 20, зафиксированная штифтом 7, и сферическое гнездо 2 из стали 45. Опорная поверхность гнезда залита сплавом ЦАМ9-1,5, закрепленным с помощью спиральных канавок. На опорной поверхности плиты 5 также проточены канавки. Ее трущаяся поверхность цементирована и закалена. Сферическую поверхность гнезда проверяют по калибру и краске. Корпус опоры заполнен маслом и закрыт крышкой 1, дополнительно корпус защищен брезентовым чехлом.

Резино-роликовые опоры с пружинным возвращающим устройством. Если на тепловозах ТЭЗ, 2ТЭ10Л и др. тележка может только поворачиваться относительно центра шкворня кузова, то на современных тепловозах тележки дополнительно могут смещаться относительно оси кузова. Это смещение возможно благодаря упругому шкворневому устройству. Применение упругой связи кузова с тележками значительно снижает боковые усилия на рельс, так как процесс их нарастания при входе в кривые участки пути растянут во времени. Наилучшие результаты дает нелинейная зависимость между усилием и перемещением, т. е. когда усилие, затрачиваемое на единицу перемещения, непрерывно возрастает. В корпусе 6 резино-роликовой опоры (рис. 186) размещен роликовый механизм такой же, как в опорно-возвращающем устройстве тепловозов 2ТЭ10Л. Рабочие поверхности нижней и верхней опорных плит имеют наклон в 2° , а сопряжение этих поверхностей произведено радиусом 65 мм. Ролики, объединенные обоймами, накатываются на наклонные поверхности опорных плит при угловых перемещениях тележки относительно кузова. На опорную плиту установлена резиновая опора, состоящая из семи резинометаллических элементов 2, нижней промежуточной плиты 1,

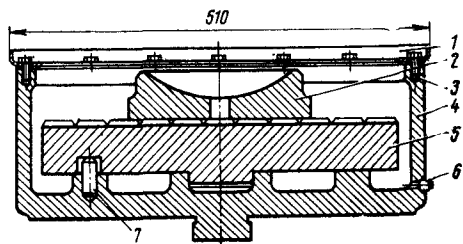


Рис. 185. Опора тепловоза ТЭМ2:

1 — крышка; 2 — гнездо армированное; 3 — прокладка; 4 — корпус; 5 — плита опорная; 6 — пробка; 7 — штифт

верхнего опорного диска и регулировочных пластин 4. Резина толщиной 30 мм привулканизирована к металлическим пластинам толщиной 2 мм, имеющим кольцевые штампованные углубления, которыми обеспечивается центрирование элементов по отношению друг к другу. Резиновая опора входит в углубления опорных стаканов 3 кузова. Внутренняя полость корпуса резино-роликовой опоры заполнена осевым маслом до уровня верхней пробки. От попадания пыли и грязи опора защищена чехлом 5 из брезента, прикрепляемым к корпусу опоры и к обечайке рамы кузова хомутами.

Шкворневое устройство (рис. 187) состоит из прямоугольного ползуна 4, перемещающегося в направляющих шкворневой балки, двух стаканов 1 с возвращающими пружинами 2 и упорами 3. Стаканы с пружинами прикреплены к боковым стенкам шкворневой балки четырьмя болтами. В торце стакана проточена канавка, в которую заложено уплотнительное кольцо. В цилиндрическую расточку ползуна вварена сменная втулка, внутри которой перемещается шкворень 5 кузова. Гнездо шкворня заполнено осевым маслом. Для пополнения масла в процессе эксплуатации к гнезду подведена трубка с масленкой. Гнездо шкворня закрыто уплотняющей крышкой, поверх которой скользит подвижная пластина, перемещаемая шкворнем при отходе кузова. Между упорами пружин и подвижным ползуном имеется зазор по 20 мм на каждую сторону.

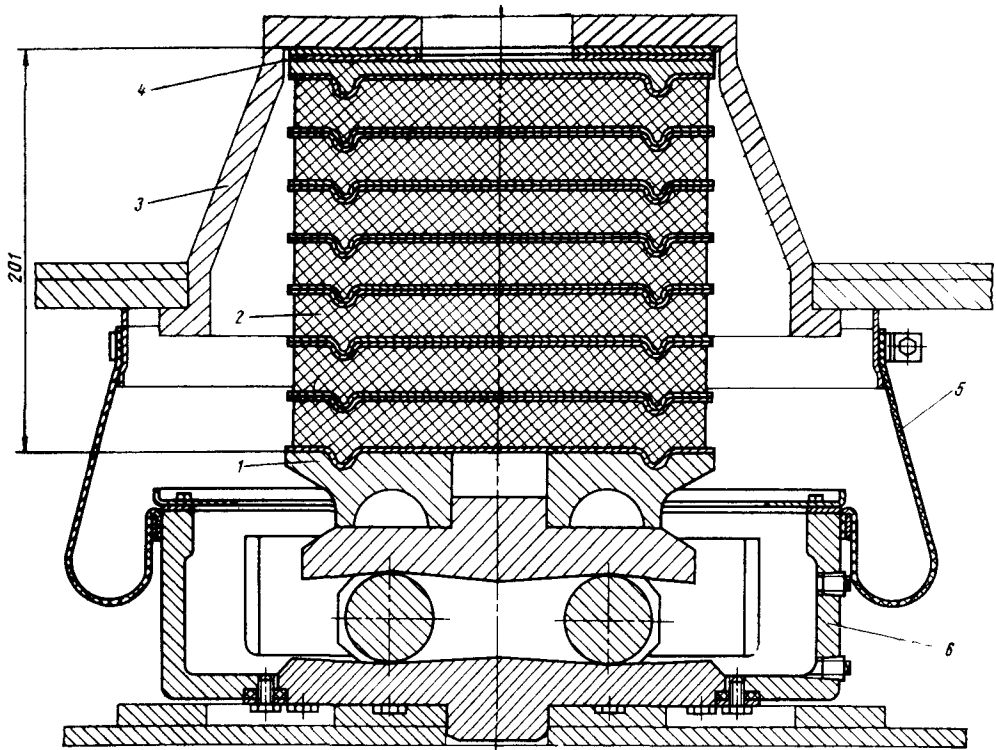


Рис 186. Резино-роликовая опора:

1 — опорная плита, 2 — резинометаллический элемент, 3 — стакан; 4 — регулировочная пластина; 5 — чехол, 6 — роликовая опора

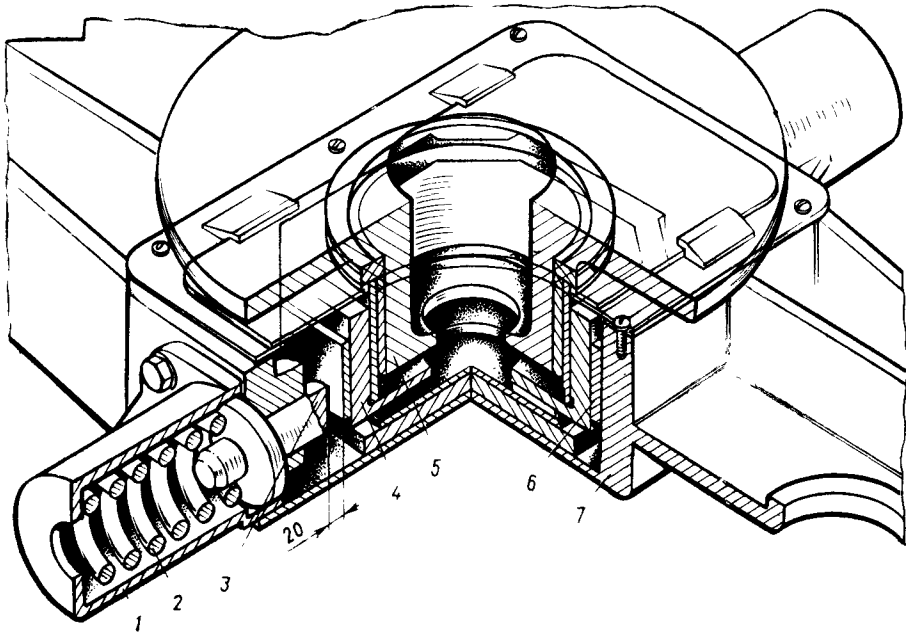


Рис. 187. Шкворневое устройство:

1 — стакан; 2 — пружина; 3 — упор; 4 — полуш; 5 — шкворень; 6 — сменные накладки; 7 — балка

Опорно-возвращающее устройство работает следующим образом. При входе в кривую тележка вынуждена поворачиваться вокруг шкворня относительно продольной оси кузова, при этом ролики опор набегают на наклонные поверхности опорных плит. Максимальный угол поворота тележки ограничен $3^{\circ}30'$. При наличии центробежной силы (а она пропорциональна квадрату скорости движения) кузов под ее действием смещается в поперечном направлении относительно тележек. Это смещение происходит за счет сдвига резинометаллических элементов блоков. Перемещению кузова на 20 мм противодействует только сопротивление сдвигу резины блоков опор, на последующих 20 мм отнеса кузова к этому противодействию добавляется энергия сжатой пружины шкворневого устройства. Таким образом, зависимость силы противодействия отнесу кузова от перемещения имеет нелинейный характер или состоит из двух прямолинейных участков (рис. 188): пологого AB и крутого BC .

Маятниковые опоры с пружинными возвращающими аппаратами. Опорная система тележек первых выпусков тепловоза ТЭП70 состоит из двух маятниковых опор 9 (см. рис. 180) и четырех пружинных боковых опор 14. Главная опора представляет собой стойку, в конические углубления которой вставлены по концам резиновые конические амортизаторы 8, взаимозаменяемые с амортизаторами тепло-

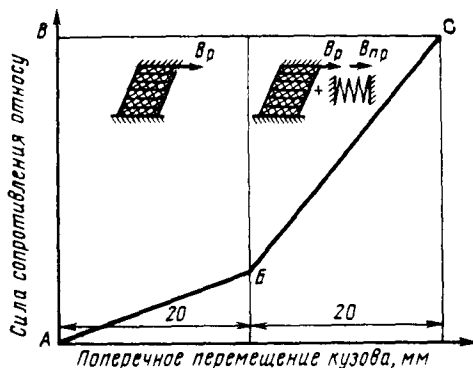


Рис. 188. Характер зависимости сопротивления отнесу кузова от его перемещения

воза ТЭП60 и электровоза ВЛ60. Четыре конических амортизатора тележки подбирают так, чтобы прогибы их под одной и той же нагрузкой не отличались более 2 мм. Нагрузку на опоры регулируют постановкой под стальной конус 7 регулировочного кольца толщиной 20—30 мм. В средней части стойка имеет две проушины, к которым прикреплены пружинные возвращающие аппараты 10, служащие для возвращения кузова в соосное с тележками положение после отклонения их при движении в кривой. Устройство опор и возвращающих аппаратов можно уяснить из рис. 180, а их работу — из схемы (рис. 189). При движении в кривой кузов тепловоза под действием центробежной силы C_T отклоняется наружу кривой, при этом

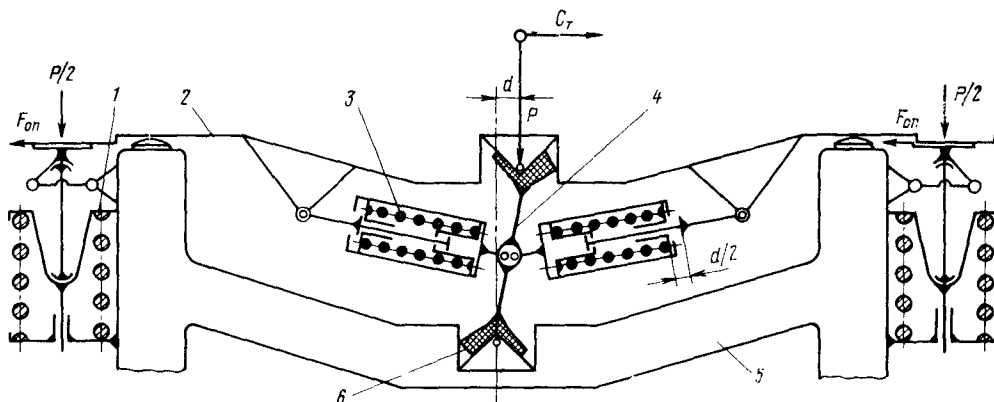


Рис. 189. Схема опорно-возвращающей системы тепловоза ТЭП60:

1 — боковая опора; 2 — рама кузова; 3 — возвращающие аппараты; 4 — главная опора кузова; 5 — шкворневая балка тележки; 6 — резиновый конус

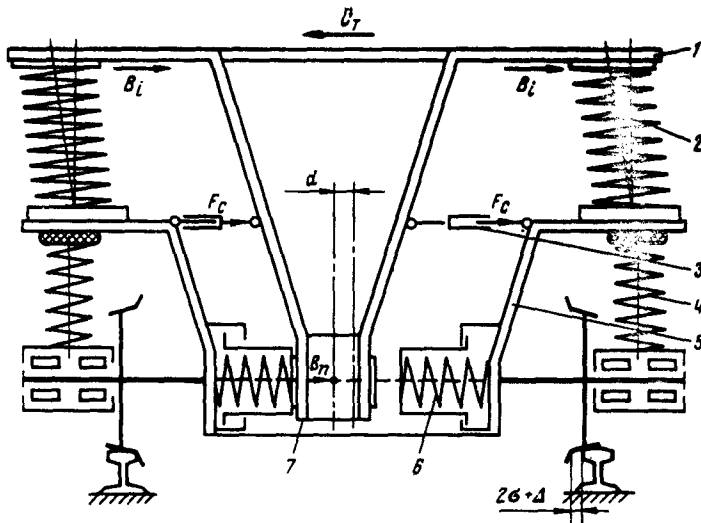


Рис. 190. Схема работы опорно-возвращающих устройств тепловоза ТЭП70:

1 — рама тепловоза; 2 — пружины второй ступени подвешивания; 3 — гаситель колебаний; 4 — пружины первой ступени; 5 — рама тележки, 6 — пружинное устройство, 7 — низко опущенный шкворень рамы

стальной конус гнезда опоры воздействует на резиновый конус 6, передавая усилие на стойку 4 опоры и наклоняя ее на некоторый угол. Штоки возвращающих аппаратов 3, связанные своими головками с кузовом, будут перемещаться в направлении перемещения кузова. При этом пружины обоих возвращающих аппаратов, находящихся между двумя подвижными стаканами в корпусах аппаратов, будут сжиматься.

При перемещении кузова относительно тележки его опоры проскальзывают по верхним стаканам боковых опор тележки, преодолевая силу трения $F_{оп}$ между опорными поверхностями. Благодаря шарнирному креплению верхнего опорного стакана 11 в скобе 12 (см. рис. 180) всегда обеспечивается полное прилегание опорных поверхностей кузова и стаканов при боковой качке тепловоза. Усилие, передаваемое опорой на тележку, регулируют винтом, вворачиваемым в хвостовик подвижного направляющего стакана 15.

Пружинные опоры, воспринимающие вертикальную и горизонтальную нагрузки, с упругим шкворневым устройством. Опорно-возвращающая система тележки тепловоза ТЭП70

(рис. 190) начиная с 8-го номера включает группу из восьми пружин 2 (по четыре пружины на каждой боковине), упругое шкворневое устройство 6 с низким расположением шкворня 7 и два горизонтальных гасителя колебаний 3. Пружины закреплены от смещения своими опорными витками в гнездах рамы тележки и кузова и поэтому при поперечных колебаниях кузова верхние витки пружин смещаются относительно нижних на расстояние d .

Центробежной силе C_T , под действием которой перемещается кузов, противодействуют силы упругости пружин 2 B_i , силы сопротивления демпферов F_c , сила упругости пружины 6 шкворневого устройства B_n . При прекращении действия силы C_T пружины 2 и 6 устанавливают кузов в первоначальное положение.

Таким образом, пружины выполняют двойную функцию: служат опорами и одновременно являются возвращающими элементами.

Корпус 3 шкворневого устройства (рис. 191) отлит заодно с кронштейном для подвешивания тягового двигателя и прикреплен болтами к нижнему листу шкворневой балки. Внутри корпуса расположен шкворень 4, соединенный с рамой кузова болтовым

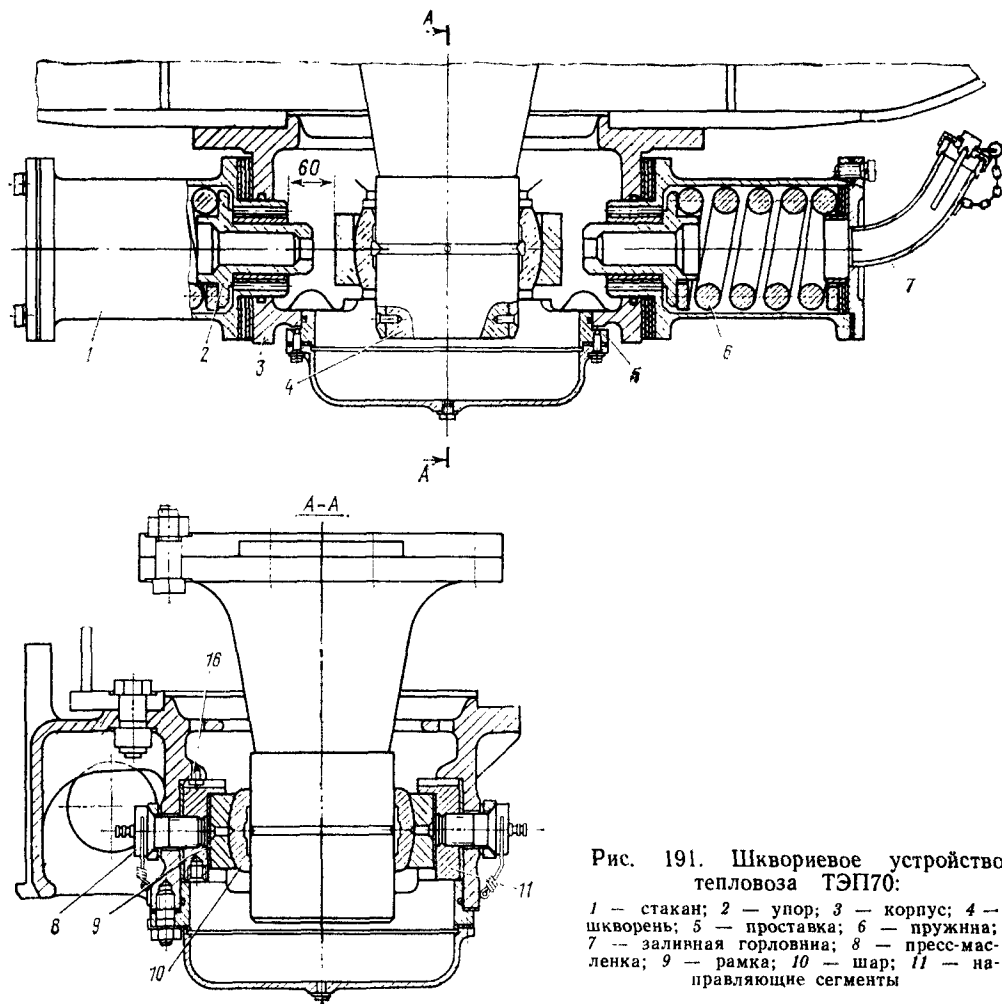


Рис. 191. Шкворневое устройство тепловоза ТЭП70:

1 — стакан; 2 — упор; 3 — корпус; 4 — шкворень; 5 — проставка; 6 — пружина; 7 — заливная горловина; 8 — пресс-масленка; 9 — рамка; 10 — шар; 11 — направляющие сегменты

креплением. На цилиндрическую часть шкворня надета с натягом 0,04—0,12 мм сменная втулка. В корпус вставлены два упорных сегмента 11, служащих направляющими восьмигранной рамки 9 — гнезда шкворня. От поперечного смещения сегменты удерживаются стопорами. Снизу сегменты подпираются проставкой 5, уплотненной в корпусе резиновым кольцом. Для свободного перемещения рамки 9 в поперечном направлении должен быть зазор 0,2—0,6 мм, регулируемый прокладками. Между шкворнем и его гнездом (рамкой) установлена промежуточная плавающая втулка-шар 10. Соприкасающиеся поверхности втулки 10 и рамки гнезда 9 выполнены сферическими, что при на-

клонах кузова исключает концентрации напряжений в шкворневом устройстве. Снизу шкворневое устройство закрыто крышкой, уплотненной прокладкой. К боковым стенкам корпуса 3 на болтах прикреплены стаканы 1 с пружинами 6 и упорами 2. В стакан 1 запрессована металлокерамическая направляющая втулка. Между корпусом и стаканом, а также между его крышкой и пружиной установлены регулировочные прокладки для создания предварительного натяга пружин до 3430 Н. Стаканы в корпусе уплотнены резиновыми кольцами. На одной из крышек стаканов установлена маслозаливная горловина 7, закрытая пробкой. На период приработки (50 тыс. км пробега) в шкворневое устройство заливается 30 л осе-

вого масла. В дальнейшей эксплуатации устройство смазывается через три пресс-масленки 8 смазкой ЖРО.

57. Рессорное подвешивание

Нагрузка от массы кузова и тележки передается колесным парам через буксы, установленные на концы оси. Упругими элементами, посредством которых нагрузка передается на колесные пары, могут служить листовые рессоры, цилиндрические витые пружины, резиновые амортизаторы. По способу передачи нагрузки на колесные пары рессорное подвешивание называется *индивидуальным* или *сбалансированным*. Если упругие элементы размещены только между буксами и рамой тележек, такое подвешивание называют *одноступенчатым*. Если же, помимо буксовой ступени, упругие элементы имеются между рамами кузова и тележек, подвешивание называется *двухступенчатым*.

Основными параметрами рессорного подвешивания являются жесткость и определяемый ею статический прогиб. Чем меньше жесткость и выше статический прогиб, тем меньше частота собственных вертикальных колебаний надрессорного строения. Для обеспечения удовлетворительных ходовых качеств тепловоза статический прогиб должен быть примерно численно равен по значению конструкционной скорости, а частота свободных колебаний надрессорного строения (исходя из обеспечения нормальных условий для локомотивной бригады) — 1,8—2,2 Гц. Для оценки эффективности рессорного подвешивания локомотива достаточно сказать, что оно снижает ускорение и частоту колебаний подрессоренных масс по сравнению с неподрессоренными в 10—15 раз.

При наличии двух ступеней подвешивания прогибы между буксовой и кузовной ступенями распределяются либо поровну, либо большее значение закладывается в кузовной ступени (около $\frac{2}{3}$ общего прогиба). В буксовой ступени получить большой прогиб труднее, так как увеличение прогиба

связано с ухудшением условий работы передаточного механизма тягового привода. Распределение прогибов между буксовой и кузовной ступенями влияет на частоты собственных колебаний тележки и кузова. При двухступенчатом подвешивании имеют место две частоты вертикальных колебаний: низшая частота, соответствующая синфазным, т. е. не отличающимся по фазе колебаниям кузова и тележки, и высшая, соответствующая противофазным направленным навстречу друг другу колебаниям кузова и тележки. Низшая частота колебаний кузова определяется суммарным статическим прогибом и для современных тепловозов равна 1,5—1,7 Гц; высшая примерно равняется четырем значениям низшей, т. е. 6—7 Гц. Выявлено, что на человеческий организм оказываются нежелательное воздействие три интервала частот колебаний: менее 1 Гц, вызывающие явление укачивания; 4—8 Гц, при которых возникают резонансные явления в области головного мозга, приводящие к быстрой утомляемости; 16—32 Гц — вибрации высокой частоты, возникающие, например, при работе дизеля и неблагоприятно влияющие на организм человека. Таким образом, колебания кузова с высшей частотой как раз будут находиться в нежелательной зоне частот, однако амплитуда этих колебаний кузова мала и они быстро затухают.

Двухступенчатое рессорное подвешивание позволяет получить большой статический прогиб при удобном размещении упругих элементов и возвращающих устройств. При этом в буксовой ступени можно иметь незначительный прогиб для уменьшения взаимных перемещений элементов тягового привода, что улучшает его работу.

Во избежание резонансных явлений колебания надрессорного строения вынуждены гасить, для чего в рессорном подвешивании предусмотрены специальные устройства — демпферы. Демпферы создают силу трения, затормаживающую колебательный процесс. При наличии в подвешивании листовых рессор демпфером является

сама рессора. Возникающее между листами рессоры трение при их взаимных перемещениях способствует гашению колебаний. На тепловозах применяются другие устройства, создающие силу трения — фрикционные и гидравлические демпферы.

Потеря энергии на трение в листах рессоры или демпферах приводит к увеличению жесткости подвешивания в процессе колебаний. Фактическая (динамическая) жесткость зависит от коэффициента относительного трения, представляющего собой отношение работы трения к работе сил упругости. Например, работу трения и работу сил упругости листовой рессоры можно найти из характеристики ее нагружения (рис. 192). Под статической нагрузкой $P_{ст}$ прогиб рессоры равен $f_{ст}$ (точка C). При возникновении колебаний под действием дополнительной динамической нагрузки рессора прогнется на $Z_{дин}$, при этом некоторое усилие сначала требуется для преодоления трения в листах рессоры, пока начнется динамический прогиб. При разгрузке (колебания вверх) упругие силы рессоры заставляют листы вернуться в исходное положение. При этом нагрузка снизится ниже статической и прогиб рессоры уменьшится относительно первоначального положения (при статической нагрузке) еще на $Z_{дин}$. При последующем движении надрессорного строения вниз вновь преодолевается сопротивление трения в листах рессоры (линия $A-A'$) и прогиб достигнет $2 Z_{дин}$. При обратном движении надрессорного строения разгрузка будет происходить по линии $B-B'$. Площадь, заключенная между линиями нагружения и разгрузки $AA'BB'$, и будет представлять работу сил трения, а работа упругих сил определяется площадью под линией $O'C'$. Если через точки A и B провести линию, то тангенс угла наклона этой линии к оси абсцисс, т. е. к оси прогибов, даст динамическую жесткость рессоры. Прогиб $f_{экв}$ называется эквивалентным прогибом, он меньше статического и определяет фактическое качество подвешивания.

Сбалансированное рессорное подвешивание. Рессорное подвешивание

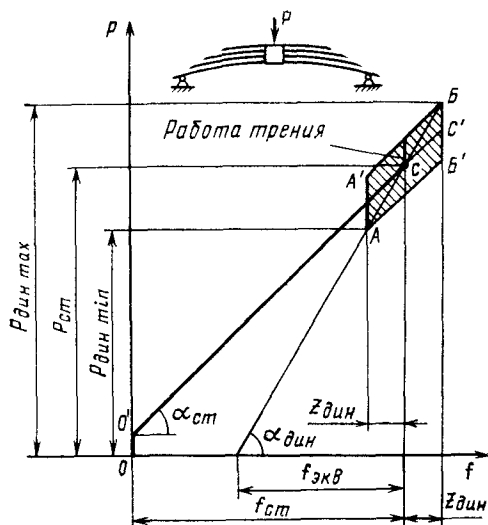


Рис. 192. Характеристика нагружения рессоры

тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ2 включает рессорные и концевые узлы, соединенные балансирами. Нагрузка от рамы тележки на буксу через концевой узел передается посредством пружины 7 (рис. 193), резинового амортизатора 8, расположенного между тарелкой 16 и подкладкой 19, подвески 18, соединенной валиком 17 с балансирами 1. Подвеска 18 изготовлялась раньше в виде стержня, соединенного с головкой резьбой. Из-за появления трещин в резьбовом соединении сборный вариант подвески заменен цельнокованным. Через рессорный узел нагрузка передается посредством резиновых амортизаторов 8, пружин 7 и рессоры 10, включенной последовательно пружинам с помощью двуплевого кронштейна 6 и валика 5. Пружины и резиновые амортизаторы фиксируются в раме тележек с помощью фиксаторов 9, выполненных заодно целое с тарелками 11 пружин. Рессора 10 опирается на валики 15 П-образных подвесок 2 через специальные опорные втулки 14, выступ которых входит в эллиптические отверстия в первом коренном листе рессоры. Подвески соединены валиками 13 с балансирами. Балансиры, нагруженные по обоим концам, передают нагрузку на буксу своей средней частью, наплавленной твердосплавным электро-

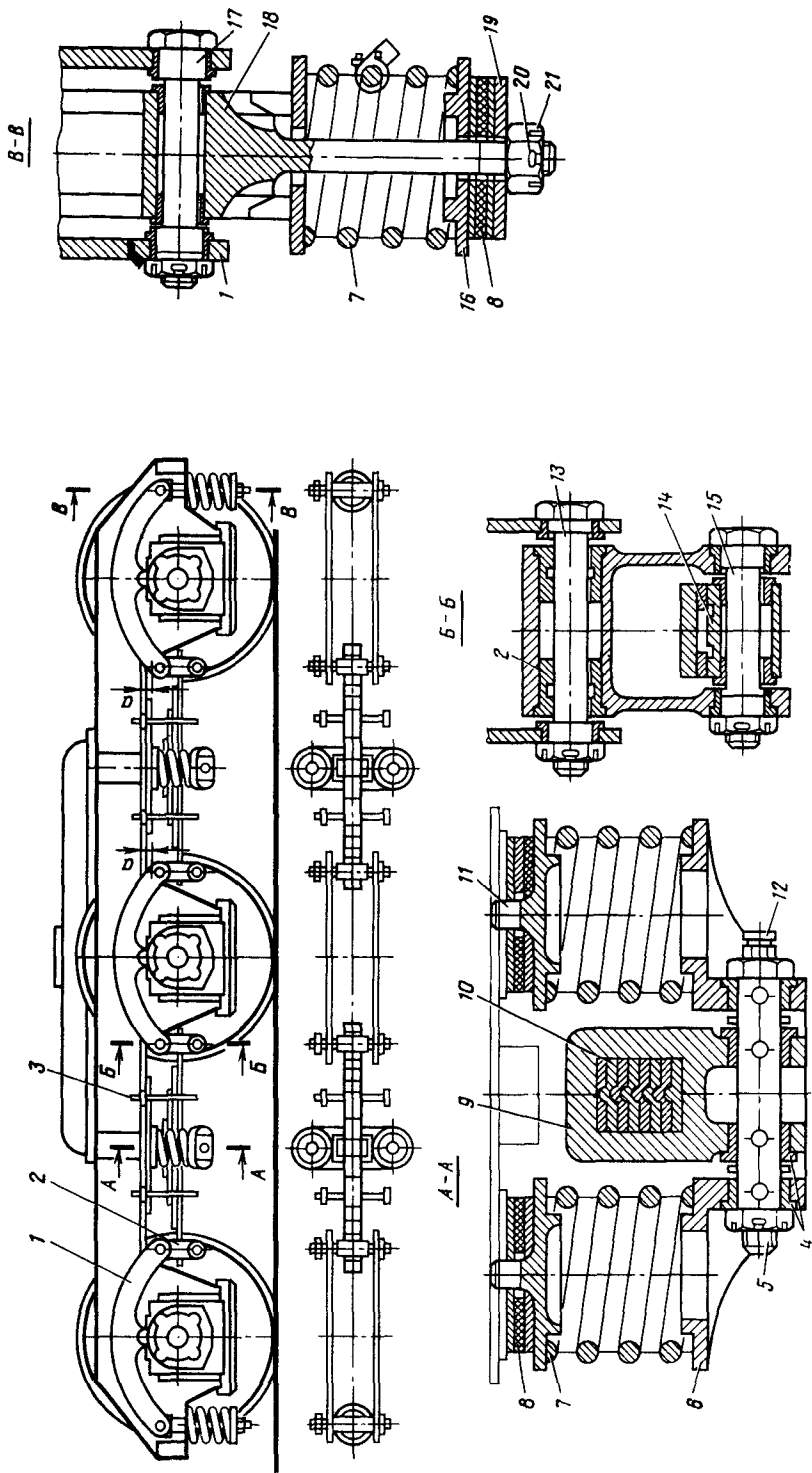


Рис. 193. Рессорное подвешивание тележки:

1 — баланси́р; 2, 18 — подвески; 3 — скоба предохранительная; 4 — втулка; 5, 13, 15, 17 — валки; 6 — кронштейн; 7 — пружина; 8 — амортизатор; 9 — хомут; 10 — рессора; 11 — тарелка; 12 — клапан смазки; 14 — тарелка; 15 — тарелка; 16 — опора рессоры; 19 — прокладка; 20 — шплинт; 21 — гайка

дом марки Ж4 или 50 ХФА. Толщина наплавленного слоя должна быть 2,5—3,5 мм. Опираются балансиры на закаленные упоры, запрессованные в корпус буксы.

Шарнирные соединения состоят из валиков (сталь 5), вставляемых свободно от руки в закаленные втулки, запрессованные в отверстия подвесок, балансиров и опор рессор. Валик 5 полый, в него ввернут клапан 12, через который подводится масло к трущимся поверхностям по осевым и радиальным каналам.

Остальные валики имеют ступенчатую форму. Их средняя часть выполнена с меньшим диаметром, внутренний же диаметр всех втулок одинаков. Поэтому втулки, опирающиеся на среднюю часть валиков, имеют возможность при взаимных перемещениях перекатываться по ним, как на призмах. В этом случае трение скольжения заменяется трением качения и шарнирные соединения изнашиваются меньше.

Прямое назначение балансиров — выравнивать нагрузку между колесными парами при наезде на неровности — выполняется лишь при малых скоростях. При значительных скоростях динамические нагрузки, имеющие малый период действия, не успевают перераспределяться между колесами вследствие значительной инерции балансиров и рессор, замедляющих их угловые перемещения. Этому способствует значительное трение в листах рессоры и шарнирных соединениях.

На тепловозах ТЭП70 первых выпусков также применена сбалансированная четырехточечная система рессорного подвешивания. (Точкой рессорного подвешивания называют группу рессор и пружин, объединенных балансирами. На каждой стороне тележки по одной точке подвешивания.)

Устройство рессорного подвешивания можно уяснить из общего вида тепловоза (см. рис. 9). Нагрузка на буксу 10 передается через концевой узел резиновым амортизатором 24 и пружиной 19, установленной на опорной шайбе подбуксового балансира 16. Пружина центрирована нижним и

верхним направляющими стаканами, фиксированными в подбуксовом балансиры и раме тележки. Рессорный узел включает прямоугольный резиновый амортизатор 23, установленный в опорном гнезде рамы тележки, рессору, средние пружины. Нагрузка от рамы тележки через амортизатор и рессору передается посредством подвесок на двуплечий балансир 17, опирающийся своими концами на средние пружины. Рессорный балансир представляет собой два стальных листа толщиной 20 мм, соединенных по концам литыми опорами. Этими опорами рессорный балансир опирается на пружины через опорные камни. Контактные поверхности опоры и камня имеют цилиндрическую форму, образованную соответственно радиусами 130 и 160 мм. Твердость поверхностей НРС 40—50. Средние пружины входят в цилиндрические гнезда подбуксовых балансиров и нагружают через них буксу. Пружины сверху центрированы направляющими стаканами.

Индивидуальное рессорное подвешивание. Сложность системы сбалансированного рессорного подвешивания, а также сомнительные его преимущества в отношении выравнивания нагрузки между колесными парами обусловили переход к индивидуальному подвешиванию на новых тепловозах. Индивидуальная система рессорного подвешивания чрезвычайно проста, она в 3 раза легче сбалансированной и в ней отсутствуют быстроизнашивающиеся шарнирные соединения. Однако индивидуальная система требует большей точности монтажа. Пружины должны подбираться по жесткости и высоте в свободном состоянии, чтобы не возникло неравенства статических нагрузок, передаваемых колесами на рельсы.

Рессорное подвешивание тепловозов 2ТЭ10М и 2ТЭ116 состоит из 12 одинаковых групп (по шесть групп на тележку). Группа из двух одинаковых пружинных комплектов установлена в опорных гнездах корпуса буксы. Пружинный комплект имеет три пружины: наружную, среднюю и внутреннюю. Пружины заключены между

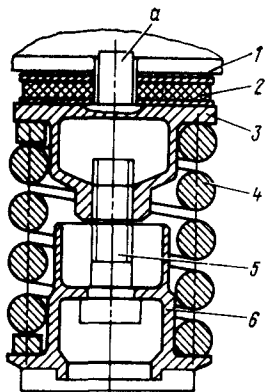


Рис. 194. Комплект буксовой ступени рессорного подвешивания тепловоза ТЭП70:

1 — регулировочная прокладка; 2 — резиновый амортизатор; 3, 6 — верхний и нижний опорные стаканы; 4 — пружина; 5 — технологический болт; а — фиксатор

опорными плитами. Между верхней плитой рамы тележки установлены регулировочные шайбы. В верхнюю плиту вварен стакан с гайкой, в которую ввертывается технологический болт для стягивания комплекта при установке на тележку. Технологический болт и упорную шайбу после сборки тележки убирают и хранят на тепловозе.

Пружинные комплекты формируют с учетом жесткости пружин, входящих в комплект, и разделяют на три группы. На одной тележке устанавливают пружинные комплекты одной из групп. Номер группы жесткости пружинных комплектов указывается в паспорте тепловоза. Для гашения вертикальных колебаний наддресорного строения между буксами и рамой тележки установлены фрикционные демпферы.

Рессорное подвешивание буксовой ступени тепловозов ТЭП70, начиная с

№ 0008 (рис. 194), состоит из цилиндрических пружин 4 и резиновых амортизаторов 2 над ними. Нижними витками пружины опираются на опорную поверхность направляющих стаканов 6, установленных на специальных приливах корпуса буксы. Со стороны рамы тележки пружины с амортизаторами центрируют с помощью фиксатора а, закрепленного в верхнем направляющем стакане 3. Пружины кузовной ступени подвешивания центрированы на боковинах рамы тележки с помощью опорных стаканов, надетых на направляющие втулки рамы тележки. Верхние концы пружин зафиксированы в нишах рамы кузова опорными направляющими стаканами, которые своими хвостовиками входят в отверстия рамы кузова.

Конструкция и основные характеристики рессор и пружин. Рессоры испытывают знакопеременные напряжения, достаточно близкие к пределу текучести, и поэтому к материалу и термической обработке их предъявляют высокие требования. Рессоры изготавливают из кремнистых сталей марок 55С2 и 60С2. Рессорные полосы подвергаются термической обработке со строгим соблюдением режима: закалка в масле при температуре 880 °С и отпуск при вторичном нагреве до 400—510 °С. Пригодность рессорных листов к сборке проверяют определением твердости по способу Бриелля (НВ 363—432).

Для того, чтобы все листы работали с одинаковым напряжением, рессора выполнена в виде бруса равного сопротивления изгибу. На практике брус равного сопротивления изгибу заменяется комплектом листов, ступенчато увеличивающихся по длине. Нижние 2—3 листа имеют одинаковую длину и их называют коренными.

Комплект листов в средней части плотно охвачен хомутом из Ст. 3, стали 10 или стали 15, который надевают в горячем состоянии и обжимают на прессе. В средней части каждого листа выштампован выступ, которым листы фиксируются по отношению друг к другу. Листы перед сборкой смазывают смесью машинно-

Таблица 7

Локомотив	Число листов		Размеры, мм		Статический прогиб под нагрузкой, мм	Жесткость, Н/мм
	коренных	в ступенчатой части	ширина × толщина	длина рессоры		
ТЭЗ (первый вариант)	4	15	130 × 10	1150	80	1060
ТЭЗ, ТЭ7, 2ТЭ10Л	2	6	120 × 16	1150	50	1730
ТЭП60, ТЭП70 (до № 0007)	2	6	120 × 16	1050	39,3	2460

Таблица 8

Локомотив	Пружина	Диаметр прутка, мм	Диаметр пружины, мм	Общее число витков	Высота в свободном состоянии, мм	Статическая нагрузка, Н	Жесткость, Н/мм	Статический прогиб, мм
ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭ7	Одинарная	40	200	4,5	2	43 000	1 070	40
ТЭП60, ТЭП70	Концевая	38	205	6,5	394	46 000	490	94,3
	Средняя	38	185	5,5	305	46 000	840	55
2ТЭ116, 2ТЭ10В	Наружная	36	224	5,5	397	30 900	245	126
	Средняя	23	193	—	369	11 000	87	126
ТЭП70	Внутренняя	16	136	—	349	5 650	45	126
	—	—	—	—	—	46 000	827	57

го масла (25 %), солидола (25 %) и графита (50 %). Это повышает чувствительность рессоры к изменению нагрузки и уменьшает износ листов. Листы рессоры в свободном состоянии имеют выгнутую форму, под статической же нагрузкой от наддресоренной массы они должны почти выпрямляться. После изготовления или ремонта рессоры испытывают на изгиб под статической нагрузкой, вызывающей напряжения в листах рессоры 1000 Н/мм². Остаточные деформации после испытаний не допускаются. На усталость рессоры испытывают на стендах, позволяющих менять амплитуду колебаний. Основные размеры и характеристика рессор приведены в табл. 7.

Цилиндрические винтовые пружины изготавливают из прутков круглого сечения из стали 55С2, 60С2 и 65С2ВА. Для обеспечения плотного прилегания витков к опорным поверхностям концы заготовок оттягивают на длине в $\frac{3}{4}$ витка. Число рабочих витков поэтому на 1,5 витка меньше общего числа. Шаг витков должен быть таким, чтобы при полной нагрузке не происходило смыкания витков, а оставался зазор ≈ 3 мм. Для повышения усталостной прочности пружин их подвергают дробеструйному наклепу. Заготовки пружин кузовной ступени тепловоза ТЭП70 для повышения долговечности перед навивкой шлифуют.

У тепловозов 2ТЭ10М и 2ТЭ116 пружинные комплекты состоят из двух или трех пружин. Для устранения торцового закручивания и перекоса наружная пружина делается с правой навивкой, а внутренние — с левой. Между пружинами должен быть достаточный радиальный зазор, а опорные стаканы должны предупреждать боковое перемещение пружины. Основные размеры пружин и их характеристики приведены в табл. 8.

Резиновые амортизаторы. Резиновые амортизаторы получили широкое распространение в экипажной части современных локомотивов, так как резина является незаменимым материалом для гашения высокочастотных вибраций и шума. Резиновые амортизаторы выполняются в виде круглых сплошных или кольцевых пластин с привулканизированными или приклеенными металлическими прокладками, либо в виде прямоугольных пластин. На теп-

ловозах ТЭП60 и ТЭП70 первых выпусков на маятниковых опорах применены амортизаторы в виде полых конусов. Резина как конструкционный материал особенно ценна тем, что может, как правило, выполнять несколько функций. Резина смягчает толчки и удары, эффективно гасит вибрации и шум, устраняет трение и износ сопрягающихся деталей. Применение в узлах резины облегчает монтаж, позволяя использовать большие допуски.

Резина является практически несжимаемым материалом. Если резину поместить в замкнутый объем и сжимать, то подобно жидкости она не будет деформироваться. Для того чтобы амортизатор мог иметь осадку (прогиб), необходимо дать возможность резине выпучиваться. Способность амортизатора к осадке под нагрузкой оценивается так называемым *коэффициентом формы*, представляющим собой отношение площади опорной поверхности к площади поверхности выпучивания. Для цилиндрического амортизатора коэффициент формы равен

$$Ф = \frac{\pi D^2}{4\pi DH} = \frac{\text{площадь опорной поверхности}}{\text{площадь боковой поверхности}}$$

где D — наружный диаметр амортизатора;
 H — высота амортизатора.

Осадка амортизатора зависит также и от способа закрепления торцов. Если резина прикреплена или привулканизирована к металлическим опорным поверхностям, то осадка такого амортизатора возможна только за счет бокового выпучивания. Если резина не приклеена к опорным пластинам, то при осадке амортизатора она будет проскальзывать по опорным поверхностям с одновременным выпучиванием. В этом случае осадка амортизатора под одной и той же нагрузкой будет больше и тем больше, чем меньше коэффициент трения между резиной и металлом. Осадка амортизаторов под динамической нагрузкой не должна превышать 0,1–0,15 Н. При этом условии высокая долговечность амортизатора будет обеспечена.

Если необходимо получить амортизатор с большой осадкой, но удерживающий значительную нагрузку, его разделяют по высоте промежуточными металлическими пластинами

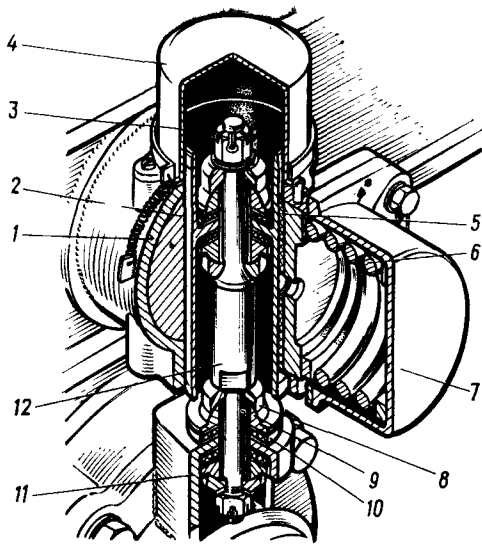


Рис. 195. Фрикционный гаситель колебаний: 1 — корпус; 2 — вкладыш; 3 — поршень; 4 — кожа; 5 — фрикционная накладка; 6 — пружина; 7 — крышка; 8 — обойма; 9 — сухарь; 10 — резиновый амортизатор; 11 — кронштейн корпуса буксы; 12 — шток

(см. рис. 188). В этом случае фактор формы определяется для одного слоя, а общая осадка складывается из деформаций промежуточных слоев. Тогда жесткость такого амортизатора (отношение нагрузки к общей осадке) будет незначительной, в то время как для одного слоя она будет большой. Можно уменьшить фактор формы амортизатора, т. е. уменьшить его жесткость, не изменяя высоты, за счет создания дополнительной поверхности выпучивания.

Для амортизаторов используются амортизационные резины на основе натурального или синтетических каучуков. Диапазон работы этих резин возможен от -55°C до $+100^{\circ}\text{C}$. В случае воздействия на амортизатор агрессивных сред (масло, дизельное топливо и т. д.) применяются резины на основе синтетических нитрильных каучуков, обладающих высокой маслостойкостью. Марки резин и их свойства регламентированы специальными техническими условиями ТУ38.005.204—74, установленными для деталей железнодорожной техники.

Гасители колебаний (демпферы). Хорошие ходовые качества локомотива обеспечиваются стабильностью колебательного процесса с расчетной амплитудой колебаний. Это возможно при условии правильного подбора

демпфирующей силы гасителя колебаний. Известно, что спиральные пружины обладают малым внутренним трением и не могут одни предотвратить явление резонанса (совпадение периода повторяющихся вынужденных колебаний, вызванных стыками рельсов и другими неровностями, с периодом собственных колебаний локомотива). Резонанс приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний, к ударам рамы тележек о буксы. Гасители колебаний дают возможность создавать силы трения любого характера, обеспечивающие демпфирование вертикальных колебаний подпрессоренной массы локомотива. При этом механическая энергия колебаний переводится в тепловую с последующим ее рассеиванием. Рассмотрим устройство и работу двух основных типов демпферов, применяющихся на тепловозах.

Корпус 1 фрикционного демпфера (рис. 195) тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10М прикреплен четырьмя болтами к раме тележки. Для предохранения от пыли и грязи корпус демпфера сверху закрыт пластмассовым кожухом 4. Для создания необходимой силы трения вкладыши 2 прижаты к поршню 3 предельно поджатой пружиной 6 с усилием 25 000 Н.

Для обеспечения удовлетворительной вертикальной динамики сила трения (сила сопротивления) гасителя не должна иметь отклонения от расчетного значения. Снижение ее на 20 % приводит к увеличению вертикальных ускорений колебаний буксы почти в 2,5 раза, увеличение же на 20 % повышает жесткость рессорного подвешивания на 40—50 % (листовые рессоры, включенные последовательно винтовым пружинам, увеличивают жесткость подвешивания всего на 10—15 %). Опыт эксплуатации фрикционных гасителей колебаний показывает, что они не обеспечивают стабильной силы сопротивления. В результате естественного износа трущихся поверхностей гасителя, загрязнения их, перекоса и заедания сила трения может отклоняться от номинального значения на 40—50 %. Это приводит к низкой надежности гасителей. Наблюдаются случаи износа штоков, появление трещин в кронштейнах крепления гасителей на корпусе буксы и раме тележки, преждевременного износа трущихся поверхностей и их задира.

Известно, что силы трения в гасителях снижают общий прогиб рессорного подвешивания, т. е. увеличивают его жесткость. Если силы трения в гасителях будут резко отличаться друг от друга, что имеет место во фрикцион-

ных гасителях, то при индивидуальном подвешивании это приведет к разноразной степени изменения эквивалентного прогиба комплектов пружин. При этом будет нарушено равномерное распределение нагрузки на оси колесных пар тепловоза, что приведет к снижению коэффициента использования сцепного веса.

В рабочем цилиндре 5 гидравлического гасителя колебаний (рис. 196) перемещается поршень 9. Шток поршня связан с верхней головкой крышки гасителя, на которой винтами укреплен цилиндрический кожух. В диске поршня размещены клапаны 8 с дроссельными отверстиями. Такие же клапаны 10 установлены в днище рабочего цилиндра. Рабочий цилиндр вместе со штоком вставлен в масляный резервуар гасителя, заполненный маслом. Крышка рабочего цилиндра уплотнена в резервуаре и зафиксирована гайкой. Между крышкой и штоком имеется уплотнение 2. Объемы над поршнем и под поршнем сообщаются через клапан 10. Клапаны 8, 10 выполнены в виде пластин с дроссельными отверстиями. Эти пластины прижаты к своим посадочным поясам нажатием пружин 7, 11. Кроме того, для избежания слишком резкого повышения давления масла в штоке амортизатора предусмотрен шариковый предохранительный клапан 6. В головках гасителя установлены резиновые втулки 1, 12 для гашения высокочастотных вибраций и толчков.

Работа гасителей происходит следующим образом. При колебаниях наддрессорного строения, когда поршень со штоком перемещается вверх, масло из рабочего цилиндра будет вытесняться через дроссельные отверстия клапанов 8 в пространство под поршнем. При этом создается значительное сопротивление перемещению поршня. При обратном движении (поршень перемещается вниз) масло из-под поршня перетекает в полость над поршнем через клапан 8 и одновременно через клапан 10 поступает в масляный резервуар. В этом случае сила сопротивления гасителя меньше.

Преимуществом гидравлических гасителей является то, что они обеспечивают силу сопротивления, пропорциональную скорости перемещения

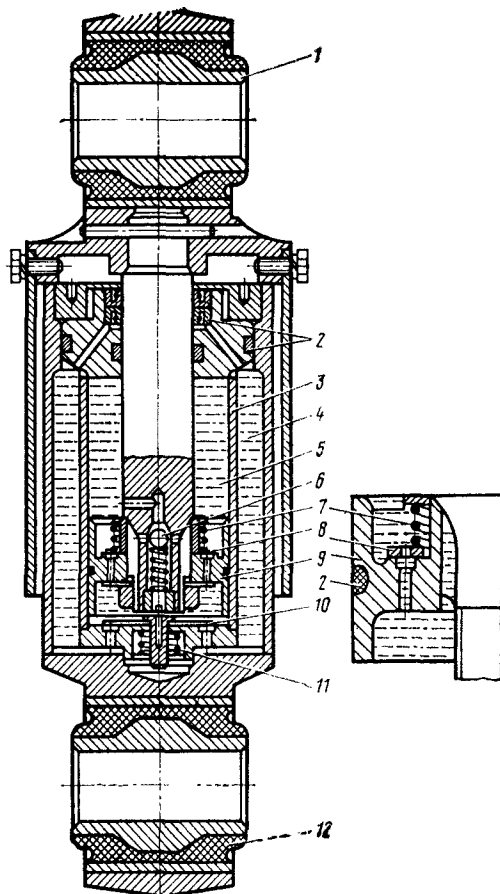


Рис. 196. Гидравлический гаситель колебаний: 1, 12 — резиновые втулки; 2 — уплотнения; 3 — цилиндр рабочий; 4 — масляный резервуар; 5 — полость рабочего цилиндра; 6 — шариковый предохранительный клапан; 7, 11 — пружины; 8, 10 — клапаны; 9 — поршень

штока, и тем самым удовлетворительно гасят колебания наддрессорного строения. В момент, когда динамический прогиб пружин достигает максимального значения, сила сопротивления гасителя равна нулю.

Однако зависимость силы сопротивления от частоты колебаний приводит к большим усилиям в штоке гасителя при ударных и высокочастотных нагрузках. Поэтому для уменьшения этих усилий гидродемпфер снабжен специальными предохранительными клапанами, а для защиты гасителя от высокочастотных и ударных нагрузок в узлах крепления гасителя к буксе и раме тележки применяют резиновые

втулки. Однако, несмотря на эти мероприятия, обеспечить допустимый уровень усилий в гидравлических гасителях, установленных в буксовой ступени, практически не удается. Поэтому их, как правило, устанавливают во второй ступени подвешивания

между кузовом и тележкой. На тепловозе ТЭП70 гасители стоят только в кузовной ступени. Достаточно удивительное сопротивление колебаниям в буксовой ступени оказывают резиновые амортизаторы буксовых водков.

Глава XIX КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ И ИХ ПРИВОД

58. Колесные пары

Колесные пары находятся в непосредственном взаимодействии с рельсовым путем и жестко воспринимают удары от него из-за неровностей в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Особенно велико это воздействие при высоких скоростях движения, при проходе рельсовых стыков и кривых.

Конструкция колесных пар тепловозов в основном определяется способом передачи вращающего момента от тяговых электродвигателей к оси колесной пары. При опорно-осевом подвешивании тяговых электродвигателей (тепловозы ТЭЗ, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10М(В), 2ТЭ116, ТЭМ2 и др.) детали колесных пар в основном унифицированы. Унифицированная колесная пара состоит из оси и двух колесных центров (литых или штампованных) с надетыми на них бандажами. Бандажи удерживаются на центрах за счет сил трения между соприкасающимися поверхностями; для дополнительного крепления в пазы бандажей заведены бандажные кольца из специального стального проката. Для передачи вращающего момента от тягового двигателя к колесной паре на ось насажено зубчатое колесо.

Производственное объединение Ворошиловградтепловоз серийно изготавливает колесные пары для тепловозов 2ТЭ10М(В) и 2ТЭ116, моторно-осевые подшипники которых оборудованы устройством для принудительной подачи масла. В отличие от унифицированной ось такой колесной пары (рис. 197) в средней части имеет невысокий бурт, на котором укреплен

разъемный зубчатый венец 8 привода шестеренного масляного насоса 7. На удлиненных подступичных частях колесного центра и зубчатого колеса в горячем состоянии насажены кольца 6, 12 лабиринтного уплотнения моторно-осевых подшипников 10. На проточку ступицы насажено кольцо 14 для уплотнения кожуха редуктора. Моторно-осевые подшипники выполнены со сложной конфигурацией буртов, которые в сочетании с кольцами образуют лабиринтное уплотнение. Принято решение для упрощения изготовления подшипников бурты их выполнять отдельно от цилиндрической части, т. е. делать их приставными. При движении тепловоза зубчатый венец оси приводит во вращение шестерню масляного насоса, подающего масло из нижней камеры крышки 3 моторно-осевых подшипников к верхним смазочным камерам 2. Масло к шейкам оси подается при помощи фитильной набивки 1 из шерстяной пряжи. Для уменьшения утечек завод искусственно понизил уровень масла в верхних масляных камерах и взамен фитильной набивки применил польстер. Принудительная подача масла к моторно-осевым подшипникам обеспечивает высокую их надежность.

Колесные пары тепловозов с опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей (тепловозы ТЭП60, ТЭП70) отличаются от унифицированных колесных пар отсутствием жестко посаженного на ось зубчатого колеса. Зубчатое колесо у этих колесных пар укреплено либо на полом вала (тепловозы ТЭП60, ТЭП70 первых выпусков), охватывающем ось колесной пары, либо вращается в подшипниках на

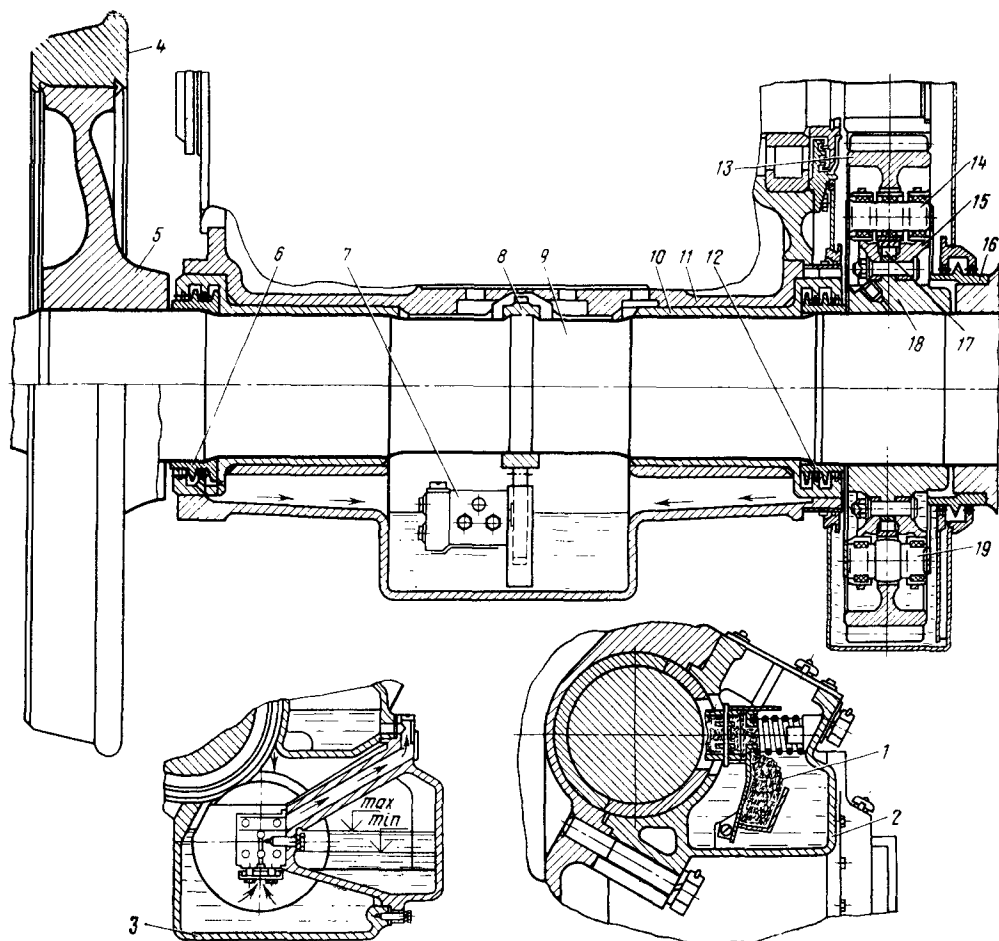


Рис. 197. Колесная пара с приводом для принудительной смазки моторно-осевых подшипников:

1 — фитильная набивка или польстер; 2 — верхняя смазочная камера; 3 — нижняя масляная камера; 4 — бандаж; 5 — колесный центр; 6, 12, 16 — лабиринтные кольца; 7 — шестеренный масляный насос; 8 — зубчатый венец; 9 — ось; 10 — вкладыши моторно-осевого подшипника; 11 — тяговый электродвигатель; 13 — зубчатый венец; 14 — эластичный элемент; 15 — боковой фланец; 17 — ролик; 18 — ступица; 19 — упорный элемент

цапфе кронштейна, прикрепляемого к двигателю. Устройство колесной пары тепловозов ТЭП70 первых выпусков можно уяснить из рис. 180. В прямых дисках колесных центров имеются по два прилива с отверстиями, в которые запрессованы пальцы тягового привода, а также по два отверстия для прохода цапф с фланца 21 полого вала. К одному из фланцев полого вала прикреплен на болтах зубчатый венец 4.

Устройство колесной пары тепловоза ТЭП70 последних выпусков представлено на рис. 198. На ось 1 насажены колесные центры 2, из которых один (левый) имеет выгнутый наружу

диск для размещения муфты привода, а второй (правый) — прямой с четырьмя пальцами 16, запрессованными в приливы центра.

Оси колесных пар изготовлены из осевых заготовок, получаемых из слитков мартеновской стали марки Ос.Л. При механической обработке для снижения концентрации напряжений переход от одного сечения к другому выполнен плавным, по возможности большим радиусом и с наименьшей шероховатостью поверхности. Цилиндрические поверхности оси и их галтели упрочняют накаткой стальными закаленными роликами с усилием

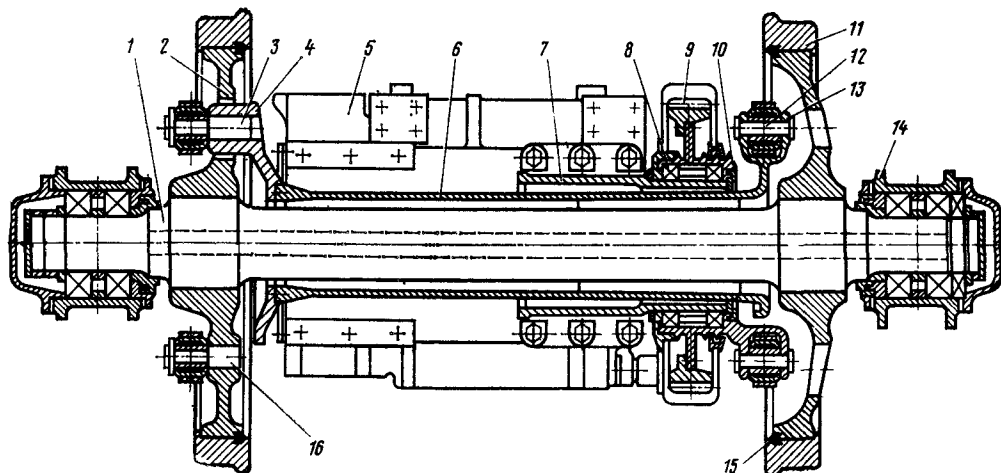


Рис. 198. Колесная пара тепловоза ТЭП70 с приводом:

1 — ось; 2 — колесный центр; 3, 16 — пальцы; 4, 13 — приводные фланцы; 5 — тяговый электродвигатель, 6 — труба; 7 — опора; 8 — опорный подшипник; 9 — зубчатый венец; 10 — приводной фланец зубчатого колеса, 11 — бандаж; 12 — резинометаллический шарнир; 14 — букса; 15 — бандажное кольцо

на ролик 30—40 кН. После накатки шейки осей шлифуют для посадки внутренних колец роликовых подшипников.

При опорно-рамном подвешивании двигателей ось в средней части менее нагружена, чем при опорно-осевом, поэтому ее диаметр в этой части несколько уменьшен и для облегчения она выполнена со сквозными отверстиями. Внутреннее отверстие не вызывает заметного ослабления оси, так как оно расположено по нейтральным волокнам металла, зато масса оси значительно снижается. В торцах осей с обеих сторон расточены отверстия диаметром 80 мм для запрессовки в них втулок с квадратным отверстием для хвостовика привода скоростемера. Наличие таких втулок во всех осях делает их взаимозаменяемыми.

Концентрично центровым отверстиям на торцах оси делают контрольные окружности. По этим окружностям при ремонте колесных пар проверяют и восстанавливают концентричность поверхности шеек и других частей оси. Для обеспечения посадки колесных центров наружные концы подступичных частей обтачивают на конус на длине 7—10 мм с разностью диаметров до 1 мм.

На пояс, примыкающий к торцу оси, у унифицированной колесной па-

ры наносятся знаки и клейма, содержащие номер завода-изготовителя, дату изготовления (год и месяц), номер плавок и порядковый номер оси, а также приемочные клейма ОТК завода-изготовителя и приемщика МПС. У тепловозов ТЭП60 и ТЭП70, у которых рамное усилие воспринимается не торцом оси, а шариковым подшипником, насаженным на ее концы, маркировка наносится непосредственно на торец оси. Торец оси, на котором нанесены клейма, считается правым. Окончательно обработанные оси проверяют ультразвуковым дефектоскопом для выявления скрытых дефектов и микротрещин.

Колесные центры. Центры могут быть литыми или катаными. Катанные центры легче литых на 42 кг. Изготавливают колесные центры из стали повышенного качества 25ЛПН. В средней части на внутренней поверхности ступицы колесного центра делается проточка, соединенная каналом с наружной поверхностью ступицы. Проточка служит для гидравлического ослабления натяга между колесом и осью при демонтаже колесной пары. Обработанные колесные центры балансируют статически; допустимый дисбаланс не более 125 Н·см.

Бандажи колесных пар тепловозов изготавливают из раскисленной мар-

теновской стали с содержанием углерода не выше 0,65 %. Высокий предел прочности ($\sigma_b = 850 \div 950 \text{ Н/мм}^2$) достигается за счет термической обработки. Для предотвращения хрупкого разрушения пластические характеристики (относительное удлинение и поперечное сужение) также должны быть достаточно высоки. Выточка для бандажного кольца и профиль упорного бурта должны иметь скругления и контролироваться шаблонами. Наличие острых углов в пазах и буртах неизбежно приводит к развитию трещин в этих местах. Эти трещины невозможно обнаружить ранее выхода их на поверхность и поэтому они очень опасны, так как из-за них может произойти излом бандажа при движении тепловоза. Не менее опасен и увеличенный свыше нормы (1—1,5 мм на 1 м диаметра) натяг, вызывающий повышенные напряжения в бандаже. Обточка бандажей производится после посадки их на колесные центры. Наружной поверхности бандажей придается определенный профиль (рис. 199). Гребень предохраняет колесную пару от схода с рельсов. Конусность поверхности катания (уклон 1 : 20) способствует центрированию колесной пары в рельсовой колее и обеспечивает прохождение кривых участков пути. Конусность внешней части бандажа (уклон 1 : 7) и фаска облегчают прохождение стрелочных переводов. Гребень нового бандажа должен иметь толщину 33 мм и угол наклона 70° .

Многолетняя практика эксплуатации колесных пар показывает, что, как правило, нарастание износа гребней бандажей опережает их прокат, вследствие чего обточку бандажей вынуждены производить из-за недопустимого износа (подреза) гребней, когда еще прокат незначителен (3—4 мм). При этом для восстановления гребня до нормальной толщины 33 мм приходится снимать много металла с поверхности катания бандажа, уменьшая его толщину. В связи с этим особую актуальность приобретают мероприятия по снижению износа гребней колесных пар. Наряду с улучшением динамических качеств экипажей, обеспечивающих прохождение колесных пар

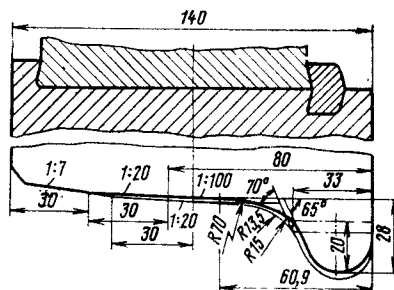


Рис. 199. Профили бандажей

в кривых с наименьшими усилиями, применением гребнесмазывателей серьезное внимание уделяется разработке новых профилей бандажей, при которых снижается скольжение гребней колес по боковой грани рельсов и тем самым уменьшается их износ. ВНИИЖТом разработан и внедряется новый унифицированный (объединенный) профиль бандажа, одинаковый для локомотивов и вагонов (см. рис. 199, выделен жирной линией), особенность которого заключается в следующем. Средняя часть профиля (поверхность катания) представляет собой поверхность, прикатанную по форме поверхности головки рельса. Она состоит из двух конических поверхностей: одна с уклоном образующей 1 : 100 (со стороны гребня) и другая с уклоном 1 : 20. Кривизна поверхности, сопрягающейся со средней частью и с гребнем, по мере приближения к гребню увеличивается, соответственно увеличивается и ее коничность. Эта зона гребня (зона набегания), прилегающая к выкружке, описана радиусом $r = 70 \text{ мм}$. Угол наклона гребня составляет 65° . Благодаря такому профилю бандажа при движении в кривой обеспечивается односточечный контакт его с рельсом в отличие от бандажа со стандартным профилем, у которого обеспечивается двухточечный контакт. При двухточечном контакте происходит непрерывное скольжение гребня бандажа о боковую грань головки рельса, что вызывает их усиленный износ. Применение бандажей с унифицированным профилем позволит снизить износ гребней на 35—50 % в сравнении с

износом гребней бандажей со стандартным профилем.

На наружной грани выбивают знаки и клейма в такой последовательности: номер завода-изготовителя, дата изготовления, марка бандажа, клейма приемки, номер плавки, номер бандажа.

Зубчатые колеса. На тепловозах вращающий момент от тягового двигателя к колесной паре передается односторонним зубчатым редуктором, находящимся на оси между колесами. Для смены зубчатого колеса требуется расформирование колесной пары, поэтому его долговечность должна быть больше или равна долговечности оси, т. е. определяется пробегом тепловоза в 2,5—3 млн. км. В связи с этим к материалу и качеству изготовления зубчатых колес предъявляются высокие требования. Они изготавливаются из легированной стали 45ХН, а шестерни двигателей - из высоколегированной стали 20ХНЗА.

Зубчатые колеса тягового редуктора имеют прямые зубья. Зубчатые колеса тяговых редукторов у всех тепловозов выполняют с модулем зацепления, равным 10 мм (модуль зацепления показывает, сколько миллиметров диаметра колеса приходится на один зуб). Применяемые ранее на тепловозах 2ТЭ10Л и ТЭМ2 зубчатые колеса с модулем зацепления, равным 11 мм, имели незначительный срок службы из-за повышенного износа зубьев.

После фрезерования зубья зубчатых колес подвергают поверхностному термическому упрочнению. Основным методом поверхностного упрочнения является закалка токами высокой частоты (т. в. ч.). На заводах применяются два вида закалики зубьев: контурная и секторная. При контурной закалке закаленным оказывается поверхностный слой по всей контуре зуба, за исключением его вершины, а при секторной закаливается только рабочая поверхность зуба, а впадина между зубьями упрочняется накаткой роликом. Толщина закаленного слоя в обоих случаях составляет 2—3 мм, а твердость рабочих поверхностей НРС 50—58. Веду-

щие шестерни подвергаются газовой цементации с последующей закалкой и низким отпускком. Твердость поверхностного слоя при этом составляет НРС 58—63. Поверхностное упрочнение зубьев значительно повышает их износостойкость. Термическая обработка зубьев вызывает температурные деформации, снижающие точность геометрических параметров. Поэтому для обеспечения требуемой точности изготовления после термообработки производят шлифование зубьев, для чего при нарезании их оставляют припуск на обработку 0,2—0,3 мм. Чтобы исключить появление у корня зуба прижогов и шлифовочных трещин, впадину зубьев и переходные поверхности не шлифуют. Для получения плавного бесступенчатого перехода от шлифованной рабочей поверхности к впадине в процессе нарезания зубьев их выполняют с так называемым поднутрением, или протуберанцем.

Упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо. Одним из серьезных конструктивных мероприятий, направленных на увеличение срока службы зубчатых колес, является применение в них резинометаллических упругих элементов. Все грузовые тепловозы оборудуются упругими самоустанавливающимися зубчатыми колесами (УСЗК). Необходимость этого мероприятия вызвана тем, что при консольной передаче тягового момента, имеющей место на тепловозах, между сопряженными зубьями колеса и шестерни возникает перекосяк, приводящий к большим концентрациям нагрузок на концах зубьев. Кроме этого, непосредственное взаимодействие колесной пары с рельсовым путем связано с ударами и инерционными усилиями, передающимися тяговому приводу. Применение УСЗК дает возможность более равномерно распределить усилие, действующее на зуб, по всей его длине и снизить динамические нагрузки в приводе.

Венец 13 УСЗК (см. рис. 197) относительно ступицы центрируется роликами 17. Наличие восьми тройных эластичных элементов 14, в которых две крайние резиновые втулки работа-

ют последовательно со средней, дает значительный угол закручивания венца при допустимых значениях относительной деформации резиновых втулок. Упорные упругие элементы 19 ограничивают максимальные деформации тройных эластичных в момент трогания или боксования локомотива.

Тройной резинометаллический блок состоит из двух одинаковых крайних и одной средней резиновых втулок, запрессованных в кольцевое пространство между металлическими втулками и общим внутренним валиком. Толщина резиновых втулок в запрессованном состоянии 13 мм. Для создания натяга в 27 % толщина втулок в свободном состоянии равна 18 мм. Упорные резинометаллические блоки имеют по концам резиновые втулки толщиной 8 мм в запрессованном состоянии (в свободном 11 мм). Средняя часть валика упорного элемента закалена. Ее диаметр на 8 мм меньше диаметра отверстия в зубчатом венце. Тройные и двойные элементы, установленные в соосные отверстия венца и боковых фланцев, чередуются между собой.

При передаче вращающего момента от шестерни тягового двигателя колесной паре нагрузка на зуб колеса, действующая в тангенциальном направлении, передается венцом тройным резинометаллическим блокам (на их средние резиновые втулки). Средние резиновые втулки, деформируясь, передают нагрузку на внутренние валики, которые, в свою очередь, концами воздействуют на крайние резиновые втулки, деформируют их и через наружные металлические втулки передают усилие на боковые фланцы. Эти усилия от восьми эластичных элементов образуют вращающий момент, передаваемый ступице зубчатого колеса и далее колесной паре. Зубчатый венец, поворачиваясь за счет деформации резиновых втулок блоков, упирается поверхностями своих отверстий в средние части упорных блоков (после выбора радиального зазора 4 мм). Дальнейшая деформация упругих элементов происходит совместно. Необходимость установки упругих элементов двух типов вызвана тем, что в момент трогания и разгона требуется оградить резиновые элементы от больших деформаций. С ростом скорости тепловоза сила тяги уменьшается, но значительно возрастают динамические нагрузки. Поэтому в данном случае зубчатый венец должен иметь малую жесткость в тангенциальном направлении. Благодаря снижению тяговой нагрузки упорные элементы выключаются из работы, а колебания венца под динамическими нагрузками происходят в радиальном зазоре между венцом и упорными элементами.

Формирование колесных пар. При формировании колесных пар применяют холодный и горячий способы соединения деталей. При холодном способе колесный центр напрессовывается на ось гидравлическим прессом с записью диаграммы усилия на протяжении процесса запрессовки. Перед запрессовкой сопрягаемые поверхности деталей протирают насухо, а затем смазывают натуральной олифой. Натяг, обеспечивающий нормальное усилие запрессовки, должен быть от 0,2 до 0,26 мм. Индикаторная диаграмма запрессовки считается удовлетворительной, если она имеет вид плавно нарастающей кривой, несколько выпуклой вверх.

Тепловой способ применяется преимущественно для посадки зубчатого колеса на ось и бандажей на колесные центры. На некоторых заводах этим способом формируется вся колесная пара.

При тепловом способе посадки колесного центра на ось натяг между центром и осью должен составлять 0,16—0,22 мм. Для защиты сопрягаемых поверхностей от коррозионных повреждений их перед посадкой покрывают клеем ВДУ-3 с предварительной полимеризацией (подсушкой) в течение 30 мин при температуре 160—180 °С. Ступицу центра нагревают до температуры 250—280 °С током промышленной частоты с напряжением 380/220 В. При нагреве диаметр ступицы увеличивается на 0,5—0,6 мм, что позволяет произвести посадку центра на ось. После полного остывания проверяют прочность посадки колесного центра на ось путем трехкратного нагружения прессом на центр силой (1500 ± 50) кН с выдержкой 10 мин и записью диаграммы усилия.

Зубчатое колесо нагревается до температуры 170—200 °С. Упругое зубчатое колесо нагревают не выше 170 °С для предотвращения разрушения резиновых элементов. Контроль температуры осуществляется термометрами. Для защиты от коррозии сопрягаемые поверхности также покрываются клеем ВДУ-3 или ГЭН150(В). Посадку лабиринтного кольца и внутренних колец роликовых подшипни-

ков букс на шейки оси производят тепловым способом с предварительным нагревом колец в масле до температуры 100—120 °С.

У тепловозов ТЭП60 и ТЭП70 фланцы привода насаживают на полый вал после нагрева до температуры 120—150 °С. Каждый привод фиксируется на валу четырьмя штифтами. Для более надежного соединения приводов с валом их обваривают по наружным концам. Установка пальцев привода в цапфы полого вала и в колесный центр осуществляется путем охлаждения пальцев в жидком азоте. При этом должен быть обеспечен натяг 0,09—0,12 мм. Прочность посадки пальцев проверяют трехкратным усилием пресса в 300—380 кН. Зубчатый венец закрепляется на фланце полого вала также тепловым способом с нагревом его до 200 °С и дополнительно укрепляется призонными болтами.

Перед посадкой бандажей на колесные центры их предварительно дефектоскопируют и подбирают по твердости. Разность твердостей двух бандажей не должна превышать НВ 20. Бандаж нагревают в специальном индукционном горне до температуры 250—320 °С, после чего обвод центра заводят в нагретый бандаж до упора в бурт. В наклонном вырезе бандажа устанавливают укрепляющее кольцо с таким расчетом, чтобы концы его были плотно пригнаны друг к другу. Заключительной операцией насадки бандажа на колесный центр является обжатие заведенного в паз кольца на специальном станке при помощи обжимного ролика. Обжатие кольца можно выполнять с помощью специальной обжимки пневматическим молотом. Посадка бандажей считается удовлетворительной, если после естественного остывания при остуживании бандажа молотком по кругу катания будет издаваться чистый металлический звук.

После насадки бандажей на их наружных боковых поверхностях выбивают на длине 25 мм четыре-пять кернов глубиной 1—1,5 мм, причем последний керн должен располагаться не ближе 10 мм от кромки упорного бур-

та. На поверхности обода центра напротив кернов наносится риска тупым зубилом. По этим меткам в эксплуатации ведется контроль за возможным сдвигом бандажа. После окраски бандажей по этим кернам и риске наносится красной или белой краской полоса шириной 25 мм.

Формирование колесной пары тепловым способом имеет целый ряд преимуществ перед прессовым (холодным) способом. При тепловом способе можно нанести антикоррозионное покрытие на сопрягаемые поверхности, повысить прочность соединения оси с колесными центрами при уменьшенных натягах, уменьшить технологический брак и трудоемкость формирования.

59. Буксы

Буксы служат для передачи нагрузок от подрессоренных масс кузова и тележек на шейки осей колесных пар. В процессе движения они должны обеспечивать возможность вращения шеек осей с минимальным сопротивлением. Это возможно только при подшипниках качения. Поэтому на локомотивах применяют исключительно роликовые буксы. Роликовые подшипники состоят из наружного (с буртами) и безбуртового внутреннего колец, роликов и латунного сепаратора. Сепаратор служит для дистанционного распределения роликов по периметру подшипника. На торцах роликовых подшипников имеются клейма, указывающие условное обозначение подшипника, завод-изготовитель, год изготовления, комплекточный номер и месяц выпуска подшипника, обеспечиваемого буквами алфавита по порядку. Для смазывания роликовых подшипников применяется консистентная смазка. Общее количество смазки, заправляемой в буксу, 3 кг. Различаются буксы способом восприятия роликами вертикальных нагрузок, способами передачи тяговых усилий к раме тележки и усилий, возникающих между колесными парами и тележкой в поперечном направлении. На тепловозах приме-

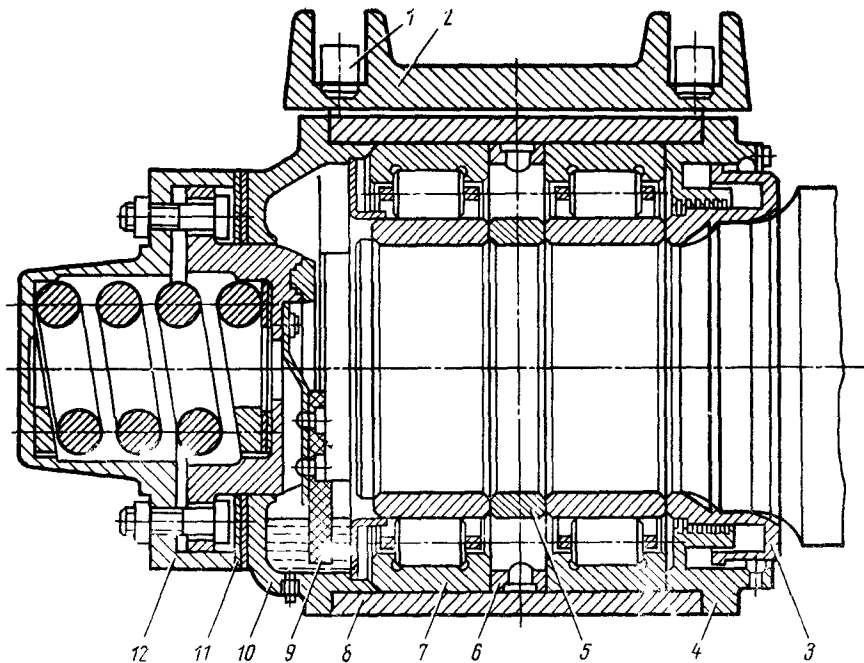


Рис. 200. Роликовая букса тепловоза ТЭМ2:

1 — опора балансира; 2 — арка; 3 — кольцо лабиринтное; 4 — крышка задняя; 5, 6 — кольца дистанционные; 7 — роликоподшипник; 8 — корпус буксы; 9 — фитиль; 10 — крышка; 11 — регулировочные прокладки; 12 — осевой упругий упор

няются главным образом два типа букс челюстные и бесчелюстные

Челюстные буксы. Применяемые на тепловозах 2ТЭ10Л, ТЭМ2 и др буксы (рис 200) имеют стальной литой корпус, две плоские стороны которого служат в качестве направляющих в буксовых челюстных рамы тележки. Для передачи осевых усилий к раме тележки на боковых поверхностях буксы выполнены приливы, к которым через приваренные подкладки прикреплены винтами сменные наличники. К боковым поверхностям буксы также приварены наличники из износостойкой стали 60Г. К наличникам поступает масло из ванн, находящихся в верхней части корпуса.

В расточку корпуса 8 на легкопрессовой посадке установлены два цилиндрических роликовых подшипника 7, разделенных дистанционными кольцами 5, 6. Корпус буксы сзади и спереди закрыт крышками 4, 10 на болтах. В задней крышке 4 выполнена кольцевая расточка, в которую заходит лабиринтное кольцо 3, защищаю

щее полость буксы от попадания пыли и грязи. В переднюю крышку вставлен осевой упор 12 с бронзовой или капроновой наделкой, в которую упирается ось колесной пары при поперечных перемещениях. Для смазывания трущихся поверхностей торца оси и упора предусмотрен войлочный фитиль, укрепленный на пластинчатой пружине упора. Конец фитиля опущен в масляную ванну крышки, образованную ее корпусом и вваренной в крышку разделительной перегородкой. Для слива масла предусмотрена пробка. Буксы крайних колесных пар имеют пружину, расположенную между упором и его крышкой. Пружина предварительно сжата усилием 15 000 Н и допускает упругое поперечное перемещение упора на 10—11 мм. Упругие упоры уменьшают рамные динамические усилия при движении тепловоза в кривой.

Средние оси имеют жесткие упоры, и букса может свободно перемещаться на оси на ± 14 мм от среднего положения. Это перемещение обес-

печивается за счет зазоров между упором и торцом оси, а также между дном кольцевой выточки в задней крышке и лабиринтным кольцом. При этом ролики подшипников проскальзывают в осевом направлении по внутренним кольцам подшипников. Осевой упор смазывается дизельным маслом, заливаемым в полость, ограниченную задней крышкой и перегородкой в буксе. Уровень масла определяется нижней кромкой заправочного отверстия. Для смазки роликовых подшипников применяют консистентную смазку ЖРО (ТУ 32-ЦТ-520-77). Ею заполняют пространство между роликами и полость лабиринтного кольца. Количество смазки на одну буксу 1,4 кг. Вертикальная нагрузка на буксу передается через специальную арку (рис. 201, а), опирающуюся на каблучки корпуса, удаленные от вертикальной оси буксы на некоторое расстояние. Такое нагружение буксы позволяет за счет упругой деформации корпуса нагружать не только верхний центральный ролик, но и часть соседних с ним, что значительно уменьшает максимальные нагрузки на ролики. В буксе же тепловоза ТЭЗ предусмотрено центральное нагружение подшипников (рис. 201, б), при котором верхний ролик один воспринимает почти всю нагрузку, действующую на подшипник. На арку буксы нагрузка передается через опоры 1 (см. рис. 200) балансиров с закругленными головками.

Буксы бесчелюстные. Связь с рамой тележки у этих букс осуществля-

ется буксовыми поводками с резино-металлическими амортизаторами. Такие поводки дают возможность упругого перемещения буксы в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях. Конструкции бесчелюстных букс различных тепловозов отличаются друг от друга главным образом формой корпуса и его посадочных гнезд для пружин. В отличие от челюстных в бесчелюстных буксах крайних осей колесных пар вместо скользящих осевых упоров применены упорные шариковые подшипники, воспринимающие осевые нагрузки. Применение упорного подшипника в качестве осевого упора позволило сократить габаритные размеры буксы, исключить осевое трение и упоры скольжения, взамен двух видов смазки применить только консистентную смазку.

Корпус бесчелюстной буксы тепловозов 2ТЭ10В(М) представляет собой фасонную отливку из стали 25Л11 с кронштейнами для установки пружин рессорного подвешивания. Внутренняя часть корпуса 7 (рис. 202, а) расточена под наружные кольца роликовых подшипников 6. В приливах корпуса выфрезерованы клиновидные пазы для крепления двух поводков, связывающих буксу с рамой тележки.

В расточке корпуса буксы установлены с помощью легкопрессовой посадки два наружных кольца подшипников вместе с роликами и сепараторами. Внутренние кольца подшипников горячей посадкой монтируются на шейке оси. Между кольцами обих

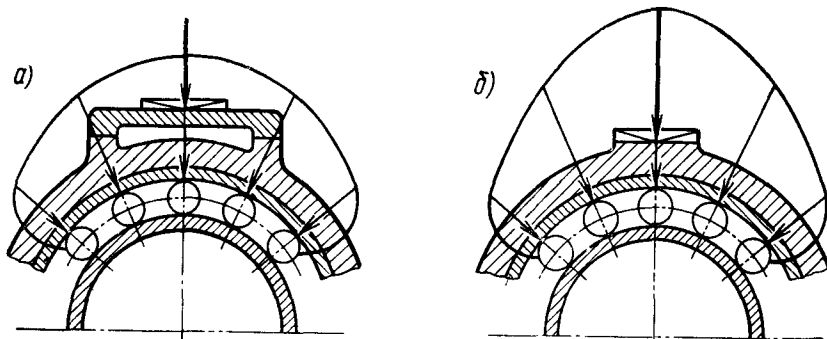


Рис. 201. Схема нагружения подшипников букс:

а — арочное; б — центральное

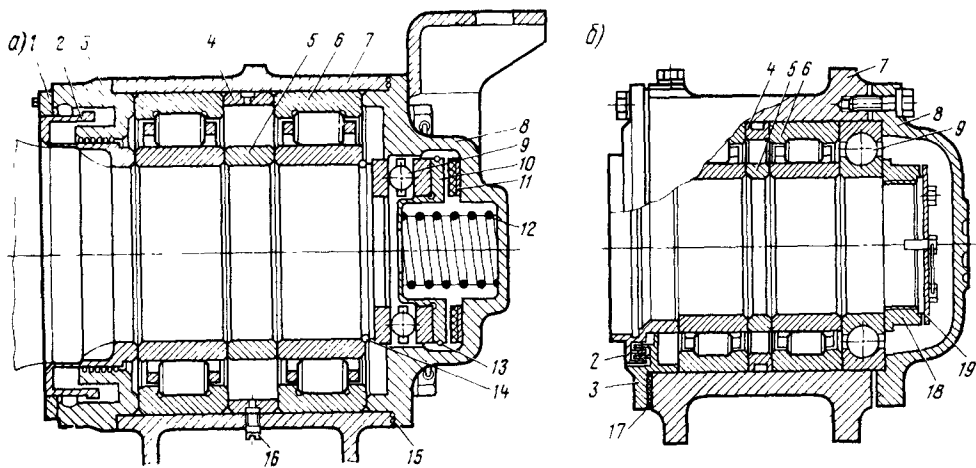


Рис. 202. Бесчелюстные буксы тепловозов 2ТЭ10В(М) и 2ТЭ116 (а), ТЭП70 (б):

1 — створная планка; 2 — лабиринтное кольцо; 3 — задняя крышка; 4, 5 — дистанционные кольца; 6 — роликподшипник; 7 — корпус буксы; 8 — передняя крышка буксы с кронштейнами; 9 — упорные шарикоподшипники; 10 — упор; 11 — амортизатор; 12 — пружина; 13, 14 — стопорные кольца; 15 — уплотнение; 16 — пробка для заправки смазки; 17 — уплотнения; 18 — гайка; 19 — створная торцовая шайба

подшипников установлены дистанционные кольца 4 и 5. Для предотвращения сползания внутренних колец подшипников на шейке установлено стопорное кольцо 14. Корпус буксы с обеих сторон закрыт крышками 3 и 8. Задняя крышка 3 вместе с кольцом 2 образует лабиринтное уплотнение, препятствующее проникновению пыли и грязи в полость подшипников. Лабиринтное уплотнение заполнено смазкой.

В передней крышке 8 буксы смонтирован осевой упор, состоящий из шарикоподшипника 9, одно кольцо которого укреплено на корпусе упора 10, а второе — на проточке шейки оси резинового амортизатора 11 и пружины 12. От выпадания из крышки (при демонтаже) осевой упор удерживается стопорным кольцом 13. При сборке между корпусом буксы и крышками прокладывают уплотнение 15 в виде шелкового шнура.

У букс средних колесных пар амортизатор вынут из своего гнезда, что позволило обеспечить свободный разбег оси ± 14 мм. Разбег крайних колесных пар, обеспечиваемый за счет сжатия резиновых амортизаторов, составляет $\pm 1,5-2$ мм.

На задних крышках букс двумя болтами укреплена стопорная планка 1, предохраняющая сползание букс с

шеек оси при отсоединенных от рамы тележки буксовых поводках. Для крепления гасителя на передних крышках приварен специальный кронштейн. Так как внешние признаки отличия букс от средних отсутствуют, то на них наносят маркировку КР — для крайних или СР — для средних. При сборке буксы заправляют смазкой ЖРО в количестве 2,5 кг. Для заправки смазки служит отверстие, закрываемое пробкой 16.

Конструкция бесчелюстной буксы тепловоза ТЭП70 представлена на рис. 202, б. У этой буксы упорный подшипник 8Н232 смонтирован непосредственно на шейке оси. Наружное кольцо подшипника удерживается от перемещения крышкой буксы, а внутреннее — специальной гайкой 18, накрученной на конец оси и застопоренной торцовой шайбой 19. В буксе средней оси шарикоподшипник отсутствует, вместо него на шейке оси установлена специальная проставка. Для ограничения перемещений буксы на оси (± 14 мм) между проставкой и внутренними кольцами переднего подшипника, между задней крышкой и задним подшипником установлены упорные кольца.

Поводки букс. Основные размеры буксовых поводков (рис. 203) для всех тепловозов унифицированы. Стальной

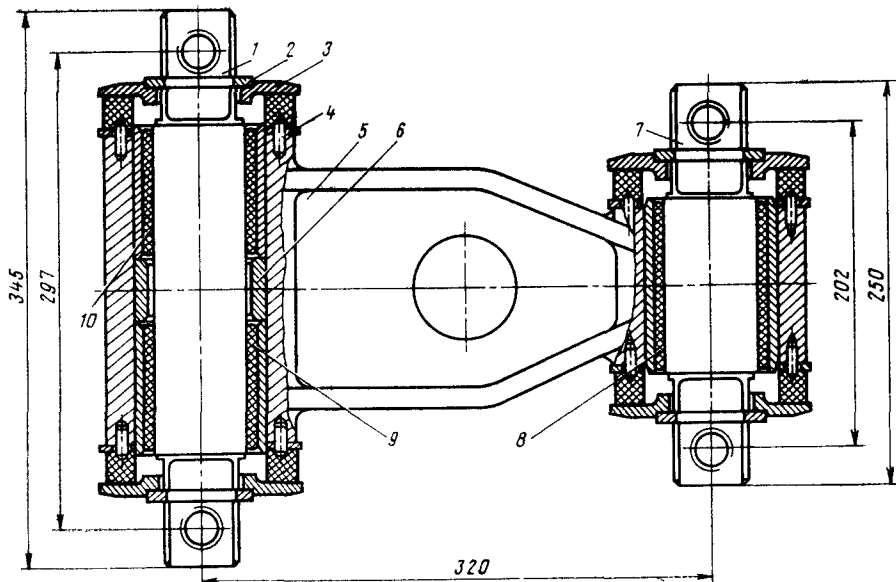


Рис. 203. Поводок буксы:

1, 7 — длинный и короткий валки; 2 — стопорные полукольца; 3, 4 — верхняя и нижняя шайбы торцовых амортизаторов; 5 — корпус; 6 — дистанционные полукольца; 8, 9, 10 — резинометаллические втулки

литой корпус 5 поводка имеет головки, в расточки которых запрессованы с натягом 0,06—0,16 мм длинный и короткий амортизаторы. Длинный амортизатор имеет две резинометаллические втулки 9, 10, напрессованные с двух сторон на валик. Между резинометаллическими втулками установлены дистанционные полукольца 6. Короткий амортизатор имеет одну резинометаллическую втулку. Резиновые втулки специальным приспособлением с конической насадкой запрессовывают сначала в металлические втулки, а затем через конусную насадку резинометаллические втулки напрессовывают на валки 1 и 7. При запрессовке все соприкасающиеся поверхности резины и металла смазывают смесью касторового масла (30%) и этилового спирта (70%). Степень радиального поджатия (отношение разности толщин втулки до и после запрессовки к толщине втулки в запрессованном состоянии) равно 0,45—0,46. Предварительное сжатие резины оказывает положительное влияние на долговечность амортизаторов.

Валики 1 и 7 имеют трапециевидные хвостовики, которыми они устанавли-

ваются в соответствующие пазы кронштейнов рамы и проушин буксы. С торцовых сторон головок поводка на валиках установлены четыре торцовых амортизатора 3, состоящих из наружной и внутренней шайб, к которым привулканизировано резиновое кольцо из резины 2959 или 120С толщиной 16 мм. При сборке на поводке амортизаторы сжимаются на 3 мм каждый и это положение фиксируется стопорными полукольцами 2, входящими в кольцевые проточки валиков и приваренными в трех точках к наружным шайбам. На головках поводка торцовые амортизаторы фиксируются четырьмя штифтами диаметром 6 мм. Штифты предотвращают проскальзывание амортизаторов относительно корпуса при колебаниях подпрессоренных масс. Поводки устанавливаются при опущенном на тележку кузове, поэтому в статическом состоянии резиновые амортизаторы не нагружены.

Вертикальные перемещения буксы вызывают коаксиальное закручивание резиновых втулок и торсионное скручивание торцовых амортизаторов. На это закручивание требуется

определенная сила, и при колебаниях динамический прогиб пружин с включенными буксовыми поводками будет значительно (на 20—25 %) меньше, чем если бы система не имела поводков. В поперечном направлении перемещение букс осуществляется за счет деформации осевого сдвига, сжатия и перекоса резиновых элементов. Упругое поперечное перемещение буксы относительно рамы тележки дает возможность снизить динамические рамные усилия при движении в кривой. Кроме этого отсутствие металлических сопряжений в конструкции связи буксы с рамой тележки значительно упрощает уход и снижает стоимость ремонта буксового узла, так как у бесчелюстных букс отсутствуют такие быстроизнашивающиеся детали, как наличники букс и челюстей.

60. Подвешивание тяговых электродвигателей

Опорно-осевое подвешивание тяговых электродвигателей. На грузовых и маневровых тепловозах применяется подвешивание (рис. 204), при котором двигатель 1 одним концом через моторно-осевые подшипники 9 опирается на ось колесной пары 4, а другим через пружинный комплект (рис. 205) — на раму тележки. Передача

тягового момента колесной паре осуществляется зубчатым редуктором, состоящим из зубчатого колеса 2, напрессованного на оси колесной пары, ведущей шестерни 3 на консоли вала двигателя и кожуха редуктора 8, прикрепленного болтами к корпусу двигателя.

Моторно-осевые подшипники (рис. 206) представляют собой разъемные подшипники скольжения, состоящие из двух бронзовых вкладышей 16 и охватывающие по всему периметру шейки оси колесной пары. Верхние вкладыши укладывают с небольшим натягом в расточку (постель) горловины тягового двигателя, а нижние — в крышки (шапки) 8 моторно-осевых подшипников и стягивают болтами. Момент затяжки болтов 1270—1450 Н·м. От возможного поворота вкладыш удерживается шпонкой 17. Крышка подшипника служит также и масляной ванной, в которую заливают осевое масло марки Л, З или С в зависимости от времени года и местности эксплуатации тепловоза. Уровень масла контролируют маслоуказателем с поплавком 4.

Для смазывания шейки оси в ванне укреплено пальстерное устройство, состоящее из корпуса 12, пальстерного пакета 15, заключенного в коробку и перемещающегося в направляющих корпуса. Пальстерный пакет может

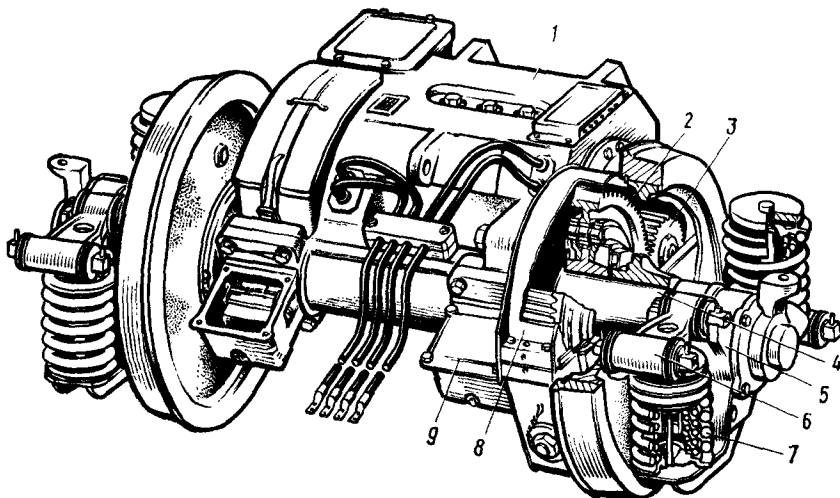


Рис. 204. Колесно-моторный блок с опорно-осевым подвешиванием тяговых электродвигателей: 1 — тяговый двигатель; 2 — упругое зубчатое колесо; 3 — шестерня; 4 — колесная пара; 5 — букса; 6 — поводок буксы; 7 — пружины; 8 — кожух редуктора; 9 — моторно-осевые подшипники

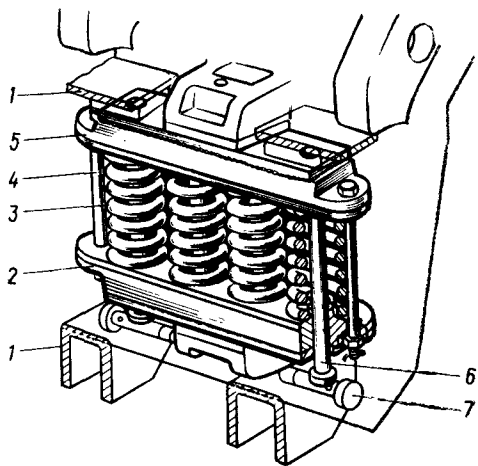


Рис. 205. Пружинная подвеска двигателя:
1 — кронштейн рамы тележки; 2, 5 — нижняя и верхняя обоймы; 3 — пружина; 4 — стягивающие болты; 6 — стержень; 7 — валик

быть собран из ламповых фитилей или лучше из трех пластин тонкошерстного каркасного войлока размером $13 \times 157 \times 190$ мм. Каждая пластина состоит из пяти слоев войлока, между которыми проложена каркасная ткань — пряжа из 50 % шерсти и 50 % штапельно-вискозного полотна.

Фитильный пакет состоит из двух войлочных прокладок и 12 хлопчатобумажных фитилей шириной 160 и длиной 200 мм. Общая толщина пакета 38—39 мм. Выступание фитилей относительно войлока должно быть не более 2 мм, утопание не допускается. Выступание фитиля относительно переднего края коробки (16 ± 1) мм. Коробка с polyesterным пакетом прижимается к шейке оси через окно в нижнем вкладыше с помощью рычага 10 и двух витых пружин 9, размещенных на стержне 1 и оси 2. Усилие поджатия коробки с фитилем к оси 40—60 Н.

Для обеспечения перемещения коробки без заедания она в направляющих корпусах подпружинена четырьмя пластинчатыми пружинами — по две снизу и две сверху. Пластинчатые пружины задним концом прикреплены к кожуху, а передние скользят в пазах коробки polyesterа. Рычаг 10 и пружины 9 закреплены на корпусе осью 2 и стержнем 1. Для удержания рычага 10 в поднятом положении во время вынимания polyesterного пакета на стержень 1 установлен пружинный фикса-

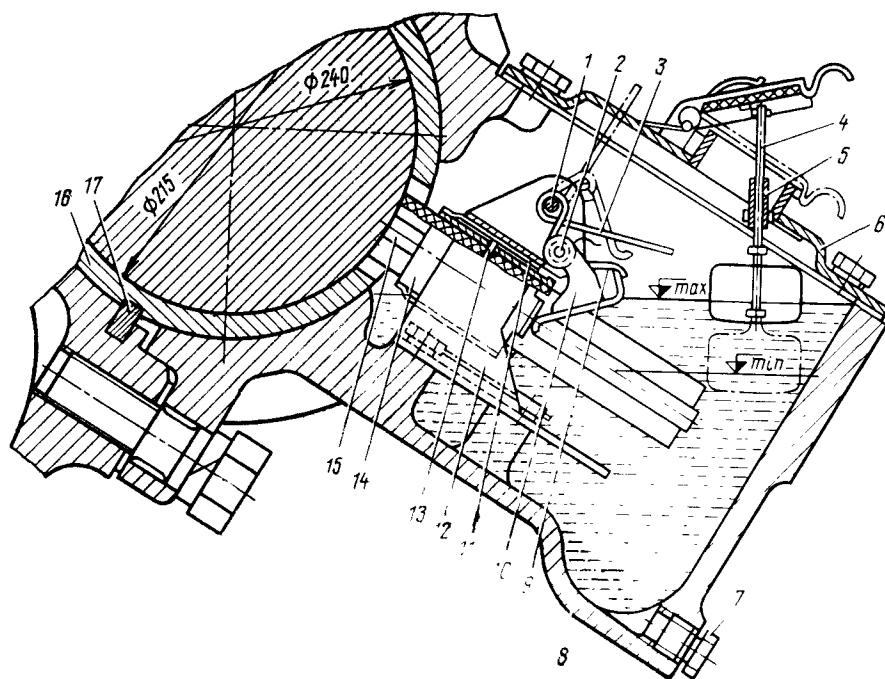


Рис. 206. Моторно-осевой подшипник с polyesterной системой смазки:

1 — стержень; 2 — ось; 3 — фиксатор; 4 — поплавок; 5 — втулка; 6 — крышка; 7 — пробка для слива конденсата; 8 — крышка подшипника; 9 — пружина; 10 — рычаг; 11 — пружина пластинчатая; 12 — корпус; 13 — скоба; 14 — коробка; 15 — пакет polyesterный; 16 — вкладыш; 17 — шпонка

тор 3, свободный конец которого не дает возможности установить крышку 6 масляной ванны подшипника, если пальстер не установлен на место и рычаг 10 не опущен в рабочее положение.

Моторно-осевые подшипники двигателей ЭД-118А имеют увеличенную по сравнению с подшипниками двигателя ЭД-107А длину вкладышей, равную 290 мм при длине рабочей части 262 мм. Расточка вкладышей выполнена в виде гиперболы. Разность диаметров по краям рабочей части расточки и в середине подшипника составляет 1 мм. Вкладыш изготовлен из оловянистой бронзы ОЦС-4-4-17. Проводились опыты применения на грузовых тепловозах вкладышей с заливкой баббитом Б83. Результаты оказались удовлетворительными.

У двигателей ЭД-107А подшипники смазываются пальстерным устройством. Его конструкция несколько отличается от конструкции пальстера двигателя ЭД-118А (меньшего объема смазочная камера, ширина смазочного окна в подшипнике 120 мм против 160 мм, соответственно ширина пальстера 115 мм, направление пальстера осуществляется по роликам). Расточка подшипников цилиндрическая с шириной рабочей поверхности 140 мм, по концам вкладышей расточка выполнена большего диаметра для так называемых холодильников масла. В эксплуатации эти подшипники имеют низкую надежность, обусловленную главным образом плохой работой пальстерного устройства.

Значительное число тепловозов 2ТЭ10М и 2ТЭ116 оборудовано принудительной системой подачи смазки к моторно-осевым подшипникам (см. рис. 197). Масло подается масляным насосом 7, установленным в единой крышке 3 моторно-осевых подшипников и приводимым в действие от зубчатого венца 8 оси колесной пары. Масло шестеренным насосом из нижней камеры крышки подводится к пальстерному устройству 1 в верхних камерах 2, представляющему собой фитильную подушку из шерстяной пряжи, заключенную в коробку и поджатую винтовой пружиной, или пакет хлопчатобумажных фитилей, вы-

полненный по типу пальстера тягового двигателя ЭД-118А. Такая система смазки наиболее надежна. Насос обеспечивает обильную подачу масла по достижении скорости движения тепловоза 30 км/ч.

Пружинная подвеска двигателя состоит из двух балочек (обойм) 2, 5 (см. рис. 205), между которыми установлены четыре витых пружины 3. Перед установкой на место пружинный комплекс стягивают болтами 4, пропущенными в отверстия на концах обойм. Комплект установлен между опорными кронштейнами 1 рамы тележки. Для фиксации его в раме тележки через сквозные отверстия в кронштейнах рамы и обоймах пропущены стержни 6, опирающиеся на валики 7, установленные в нижних кронштейнах рамы тележки. От выпадения валики предохранены штифтами. Кронштейны двигателя, охватывающие пружинную подвеску сверху и снизу, имеют сменные приварные пластины из стали 60Г. Пластины из такой же стали приварены к верхней и нижней балочкам.

Зубчатый редуктор состоит из шестерни, насаженной в горячем состоянии на конический хвостовик вала якоря двигателя, зубчатого колеса, укрепленного на оси колесной пары, и кожуха редуктора, предохраняющего зубчатую пару от пыли и грязи и служащего резервуаром для масла.

У всех грузовых и маневровых тепловозов передаточное число и модуль зацепления m унифицированы ($i=4,41$; $m=10$ мм). Для того чтобы повысить изгибную и контактную прочность зубьев, их коррегируют, т. е. выполняют со смещением. Коррекция заключается в смещении зуборезного инструмента от номинального положения на некоторое расстояние X при нарезании зубьев колеса и шестерни. Межосевое расстояние, полученное при зацеплении зубчатого колеса и шестерни, обработанное таким способом, складывается из суммы радиусов их делительных окружностей и суммы их смещений. Например, для грузовых и маневровых тепловозов сумма радиусов делительных окружностей колеса и шестерни равна 460 мм, а сумма их смещений 8,8 мм и поэтому межосевое расстояние тягового редуктора равно 468,8 мм. На рис. 207 можно видеть, что зуб с профилем, получаемым коррекцией (жирная линия), обладает большей изгибной и контактной прочностью по сравнению с нормальным некоррегированным зубом (тонкая штрихпунктирная линия) Увеличение тол-

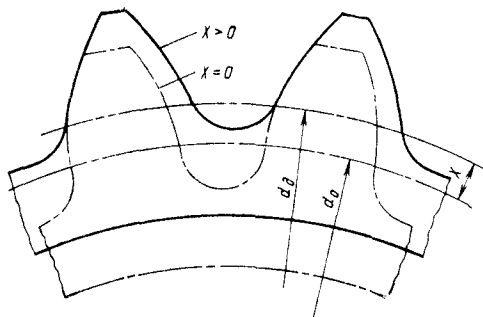


Рис. 207. Профили скорректированного зуба (жирная линия) и нескорректированного (тонкая штрихпунктирная линия)

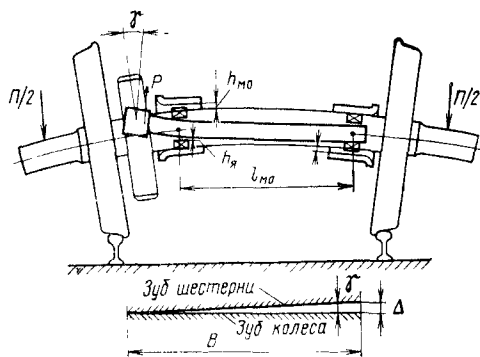


Рис. 208. Схема перекосов зубьев колеса и шестерни при передаче тягового момента

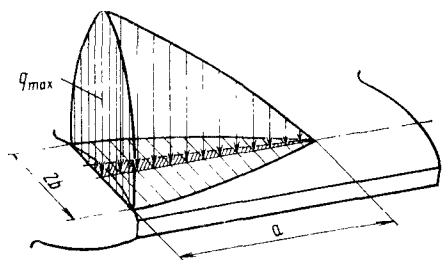


Рис. 209. Схема распределения тяговой нагрузки по длине зубьев при их перекосе

шины скорректированного зуба у основания (опасного сечения) повышает его изгибную прочность, а увеличение радиуса кривизны его рабочей поверхности ведет к повышению контактной прочности.

Тепловозные зубчатые передачи при опорно-осевой подвеске двигателя работают в очень тяжелых условиях, обусловленных значительными динамическими нагрузками и концентрациями их на малом участке зубьев. Динамические нагрузки на зубья передачи вызваны как внешними, так и внутренними причинами. К числу внешних причин относятся колебания колесной пары в вертикальной плоскости при прохождении ею стыков и других неровностей пути. Внутренними причинами яв-

ляются неизбежные неточности при изготовлении и сборке передачи, влияние которых прогрессирует с ростом износа сопряженных деталей. По мере износа ударные вибрационные нагрузки резко увеличиваются, что объясняется нарушением эвольвентного профиля зубьев при их износе.

Динамические нагрузки, действующие в зубчатой передаче, вызывают не только быстрый износ и разрушение зубьев, но и снижают надежность электродвигателя.

Концентрация нагрузок на концевом участке зубьев со стороны двигателя при передаче тягового момента обусловлена перекосом сопряженных зубьев колеса и шестерни. Перекос вызван консольным расположением шестерни на валу двигателя. При этом суммарный угол перекоса между зубом шестерни и зубом колеса γ складывается из углов, получающихся: от изгиба оси колесной пары, от поворота тягового двигателя в зазорах h_{mo} моторно-осевых подшипников, от изгиба вала якоря двигателя, от поворота вала якоря в зазорах h_y подшипников, а также от неточностей изготовления. На рис. 208 показана утрированная схема перекосов в элементах колесно-моторного блока. В результате перекоса зубьев распределение тяговой нагрузки по их длине может иметь вид треугольника (рис. 209). Причем наибольшее значение удельной нагрузки имеет место на концевом участке зуба со стороны тягового двигателя, т. е. со стороны большего диаметра конусного отверстия шестерни. Именно с этой стороны у зубьев шестерни и колеса наблюдаются трещины, сколы, питтинги и повышенный износ.

Консольная передача тяговой нагрузки вызывает работу с перекосом и других элементов колесно-моторного блока: моторно-осевых и якорных подшипников.

Наиболее эффективным средством снижения концентрации нагрузки на зубьях является применение на грузовых тепловозах упругих самоустанавливающихся зубчатых колес. Упругая связь зубчатого венца со ступицей позволяет венцу занимать такое положение, при котором зубья колеса и шестерни прилегают друг к другу по всей длине. При перекосе осей шестерни и зубчатого колеса его венец поворачивается в поперечном направлении на некоторый угол γ (рис. 210), обеспечивая относительно равномерный контакт между зубьями. Поворот венца в поперечном направлении возможен за счет упругой деформации резиновых втулок в осевом направлении и зависит от их жесткости. За каждый оборот колесной пары зубчатый венец совершает поперечные отклонения в обе стороны от своей оси, приспосабливаясь к зубьям шестерни. По этой причине зубчатое колесо носит название самоустанавливающегося.

Упругое закручивание венца обеспечивает плавную безотрывную работу зубьев передачи, снижает пульсацию момента, передаваемого от двигателя колесной паре, уменьшает тепловую напряженность коллектора, так как

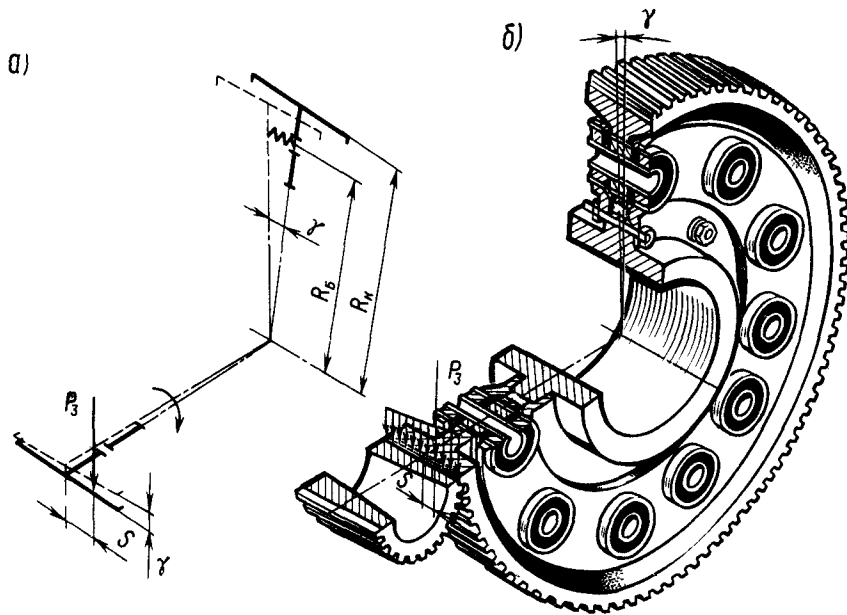


Рис. 210. Схема самоустановки упругого зубчатого венца в плоскость вращения шестерни двигателя

при упругом закручивании венца пусковой ток распределяется между несколькими пластинами, постепенно включающимися в работу. Резиновые элементы упругих колес защищают элементы колесно-моторного блока от высокочастотных вибраций.

Смазка зубчатой передачи, работающей при высоких контактных напряжениях, должна отличаться большой липкостью. Применяемая в редукторах смазка СТП на жировой основе обладает таким качеством. Смазка заправляется в сварной кожух редуктора 8 (см. рис. 204), состоящий из разъемных верхней и нижней полостей. Между половинами кожуха в паз, образованный в верхней половине приваренными изнутри и снаружи накладками, положена по всему периметру уплотняющая резиновая прокладка. Верхняя и нижняя половины кожуха стягиваются болтами. К боковой стене кожуха и к обечайке нижней половины приварены специальные бонки, имеющие отверстия с резьбой, куда заворачиваются болты М42, крепящие кожух к тяговому электродвигателю.

Опорно-рамное подвешивание тяговых электродвигателей. Несмотря на

свою сложность этот тип подвешивания обладает значительными преимуществами перед опорно-осевым подвешиванием. Тяговый двигатель, закрепленный в раме тележки, оказывается полностью подрессоренным и поэтому на него в меньшей степени передаются толчки и вибрации от пути. При таком способе подвешивания неподдресоренная масса уменьшается почти в два раза, и значит колесно-моторный блок оказывает меньшее воздействие на путь.

На отечественных тепловозах получили распространение в основном две системы опорно-рамного привода: с двусторонней передачей момента на колесную пару полым валом, центрированным в подшипниках скольжения двигателя, и односторонней с помощью карданного вала, связанного с зубчатым колесом упругими муфтами. Первая система применена на тепловозе ТЭП60 и семи первых тепловозах ТЭП70, вторая на — тепловозах ТЭП70 последних выпусков и ТЭП75.

При первой системе подвешивания тяговый двигатель жестко и через резиновые прокладки закреплен в раме тележки в трех точках: одна спереди и две сзади. Передняя часть двигателя

(со стороны горловины моторных подшипников) закреплена в раме тележки с помощью стального литого кронштейна 2 (рис. 211), присоединенного к двигателю, а задняя — с помощью двух литых лап остова двигателя.

Элементами крепления двигателя к кронштейнам рамы тележки являются опорные проставки 6, коническая заточка которых центрируется в конической расточке кронштейнов двигателя, регулировочные прокладки 7, центрирующая обойма 8 и резиновый амортизатор 9, вкладываемые в чаши опорных кронштейнов рамы. Элементы крепления стягивают болтами 12, под головки которых устанавливают резиновые амортизаторы 10. Резиновые амортизаторы служат для гашения высокочастотных вибраций в узлах крепления, снижают напряжения в болтах, уменьшают способность их к ослаблению (на тепловозах ТЭП60 амортизаторы отсутствуют).

Установка двигателя в раме тележки должна обеспечить соосное с осью колесной пары расположение полого вала привода, центрированного в моторных подшипниках привода двигателя. Соосность проверяется по кольцевым зазорам между цапфами приводных фланцев полого вала и стенками отверстий в колесных центрах, где расположены цапфы с ведущими пальцами эластичного привода. Номинальный размер зазора, измеренный по вертикальному и горизонтальному диаметрам, (40 ± 2) мм.

Передача тягового момента от двигателя к колесной паре (см. рис. 180) осуществляется полым валом, на концах которого закреплены фланцы 21 с цапфами. На диске одного из приводных фланцев закреплен призонными болтами зубчатый венец 4, приводимый во вращение шестерней двигателя. На выступающее из отверстий в колесных центрах два ведущих пальца 22 привода, запрессованных в его цапфы, и два ведомых пальца, укрепленных в колесных центрах, надеты с каждой стороны шарнирно-рычажные эластичные муфты, которыми колесная пара приводится во вращение.

К проушинам промежуточного литого звена (траверсы) эластичной муфты на валиках укреплены четыре поводка. В отверстия поводков запрессованы по два резинометаллических шарнира 23, представляющих собой две металлические втулки, в кольцевое пространство между которыми запрессована с большим радиальным поджатием резиновая втулка. Внутренняя металлическая втулка имеет шпоночный паз со шпонкой, которой она удерживается от поворота на валиках промежуточного звена и пальцев.

Резиновые амортизаторы обеспечивают передачу вращающего момента от полого вала колесной паре, а также позволяют компенсировать взаимные вертикальные перемещения двигателя (вместе с полым валом и рамой тележки) относительно колесной пары при

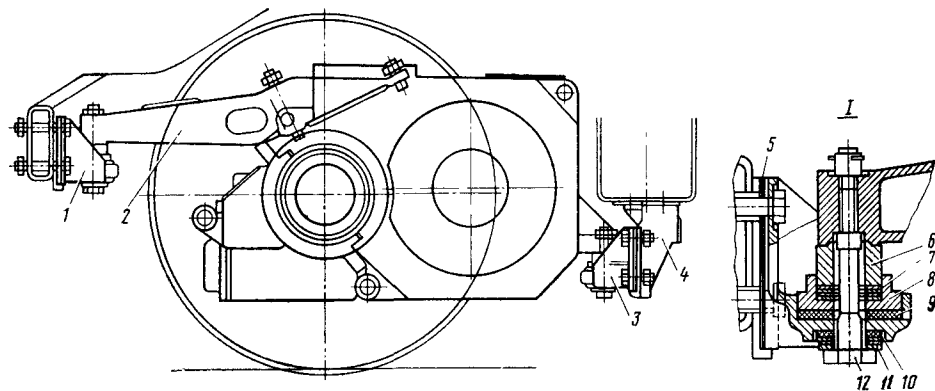


Рис. 211. Подвешивание тягового двигателя на раме тележки:

1, 3, 4 — опорные кронштейны рамы тележки; 2 — кронштейн двигателя; 5, 7, 11 — регулировочные прокладки; 6, 17 — опоры; 8 — обойма; 9, 10 — амортизаторы; 12 — болт

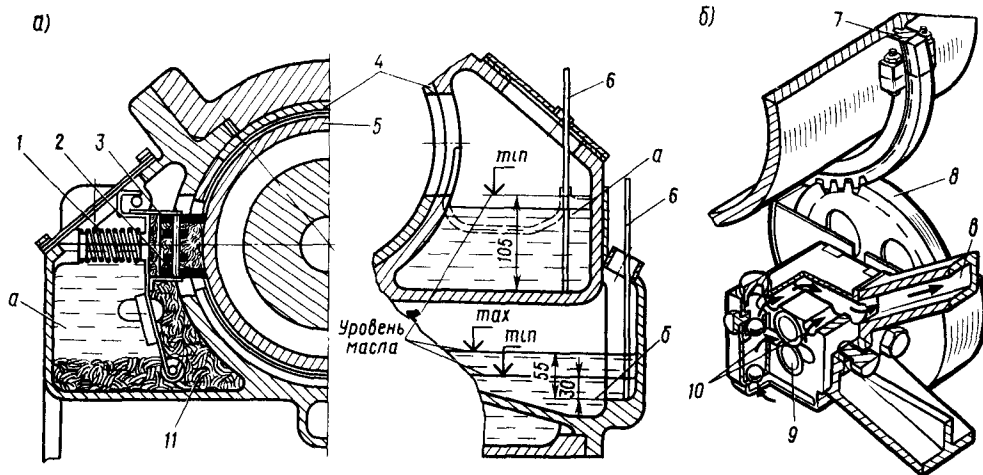


Рис. 212. Смазочные устройства моторных подшипников: смазочные камеры (а); шестеренный привод насоса (б):

1 — пружина; 2 — войлочная обойма; 3 — металлическая оправа; 4 — вкладыш; 5 — полый вал; 6 — маслосборник; 7 — зубчатый венец; 8 — приводная шестерня; 9 — масляный насос; 10 — шариковый клапан; 11 — фитильная набивка; а — верхняя камера; б — нижняя камера; в — канал

игре рессорного подвешивания. При этом резиновые втулки работают на скручивание (коаксиальный сдвиг).

Полый вал вместе с приводными фланцами вращается в подшипниках скольжения — моторных подшипниках, установленных в остовах тягового электродвигателя. Моторные подшипники стальные с баббитовой заливкой.

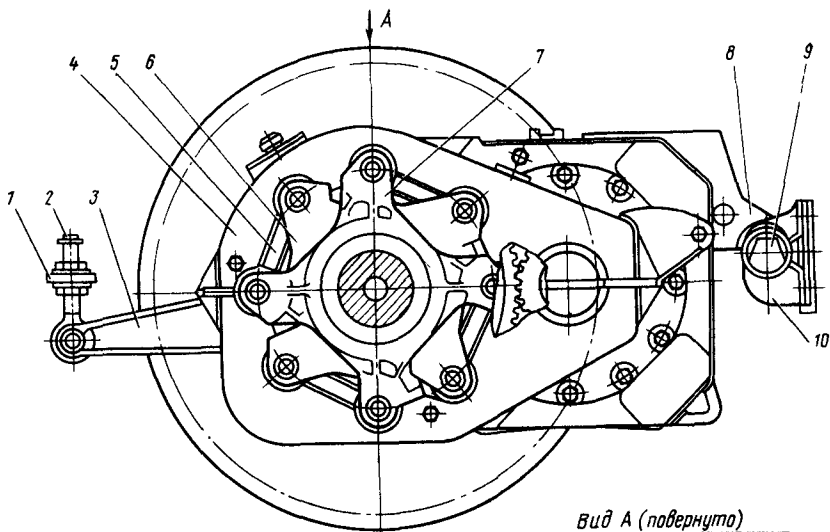
Подшипники (рис. 212) смазываются с помощью фитилей из грубой чистошерстяной пряжи, вставленных в войлочную обойму 2, которая смонтирована в металлической оправе 3. Пряжа фитиля должна выступать из войлочной обоймы на 5—8 мм. Обойма поджимается пружиной 1. Концы фитилей (40 шт.) диаметром 15—18 мм равномерно распределены по верхним смазочным камерам а, куда во время движения интенсивно подается смазка из нижней камеры б шестеренным насосом 9, приводимым в движение зубчатым венцом 7, укрепленным на средней части полого вала 5. Путь масла, подаваемого насосом из нижней камеры б в верхнюю а, показан стрелками. Уровень масла в обеих камерах замеряют щупом.

При системе с полым карданным валом на тепловозе ТЭП70 последних выпусков двигатель также закреплен в раме тележки в трех точках (рис.

213). Передней частью он подвешен к кронштейнам рамы тележки 1 с помощью подвесок 2, верхние концы которых закреплены гайками к полкам кронштейнов, а нижние связаны валиками с кронштейнами 3 опор 16, имеющими общую с опорами отливку, прифланцованную к двигателям. Кронштейны крайних и среднего двигателей тележки отличаются друг от друга формой и длиной. Задняя часть двигателя имеет специальные, отлитые заодно с корпусом опорные приливы 8, которыми двигатели опираются на валики 9 с клиновыми скосами, укрепленные в цилиндрических расточках кронштейнов 10 рамы тележки. Для создания натяга между валиками и приливами двигателя в клиновом пазу предусмотрен зазор, который после стягивания болтами должен быть не менее 3 мм.

Положение двигателя в вертикальном направлении регулируется гайками подвески 2, а в продольном направлении — регулировочными пластинами, подкладываемыми под привалочные фланцы кронштейнов 10.

Устройство тягового привода показано на рис. 198. Вращающий момент от двигателя 5 передается шестерней ($z_{ш1}=25$) зубчатому венцу 9 ($z_{ш2}=78$), укрепленному болтами на



Вид А (повернуто)

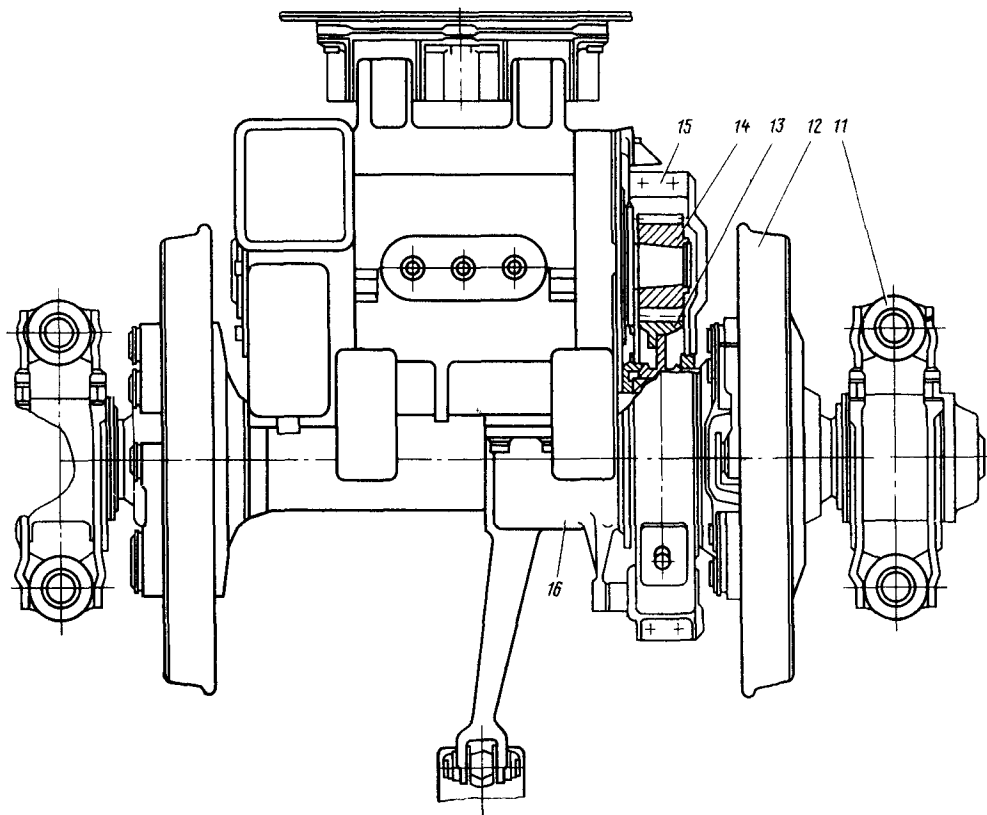


Рис. 213. Колесно-моторный блок тепловоза ТЭП70:

1 — полка кронштейна рамы для подвески двигателя; 2 — подвеска с гайками; 3 — кронштейн двигателя; 4 — зубчатый редуктор; 5 — поводок с резинометаллическими шарнирами; 6 — приводной фланец ступицы зубчатого колеса; 7 — приводной фланец полого вала; 8 — опорные приливы двигателя; 9 — опорные приливы двигателя; 10 — кронштейн рамы тележки; 11 — букса; 12 — колесная пара; 13 — зубчатое колесо; 14 — шестерня; 15 — кожух редуктора; 16 — опора подшипников привода

ступице 10. Ступица зубчатого колеса вращается на двух роликовых подшипниках 8 на неподвижной опоре 7, при-

фланцеванной шестью болтами к корпусу двигателя. Подробное устройство опорного узла показано на

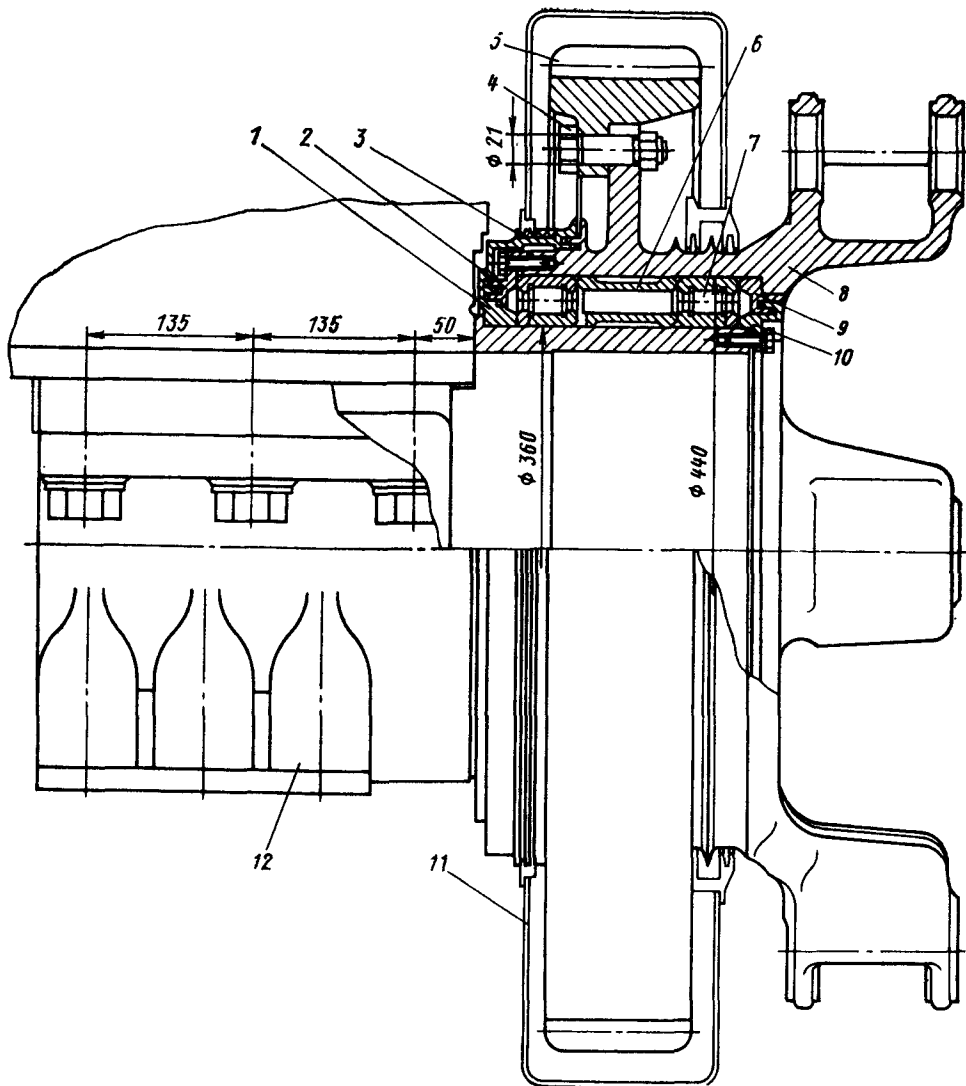


Рис. 214. Опора подшипников привода:

1, 2, 9, 10 — крышки лабиринтов; 3 — уплотнение; 4 — болт; 5 — зубчатый венец; 6 — дистанционное кольцо; 7 — роликовый подшипник; 8 — ступица; 11 — кожух редуктора; 12 — опора

рис. 214. Наружные и внутренние кольца роликовых подшипников 7 зафиксированы от смещения дистанционными кольцами 6 и крышками 1, 2, 9, 10. Крышки подшипников, укрепленные на опоре 12 и в ступице 8, образуют лабиринтные уплотнения, предотвращающие попадание пыли и грязи в полость подшипников, заполненную смазкой. Зубчатый редуктор 4 закрыт кожухом 11 (см. рис. 213), прикрепленным к двигателю четырьмя болтами. Половинки кожуха по разьему уплот-

нены резиновым жгутом, а по ступице зубчатого колеса — промасленным войлочным уплотнением. Ступица зубчатого колеса имеет четыре прилива в виде проушин, в которых на валиках укреплены поводки с резинометаллическими шарнирами 12 (см. рис. 198). (Поводки по конструкции и размерам одинаковы с поводками привода тепловоза ТЭП60.) Вторые головки поводков соединены с проушинами фланца полого карданного вала 6, на противоположном конце которого укреплен на

болтах приводной фланец 4 с четырьмя цапфами. В отверстия цапф посажены с натягом 0,09—0,12 мм пальцы 3, на которые надеваются головки поводков с резинометаллическими шарнирами. Вторые головки соединены с пальцами 16, укрепленными в приливах колесного центра. От осевого смещения поводки удерживаются ограничительными шайбами и головками болтов, ввернутых в отверстия пальцев с резьбой и зафиксированных стопорными пластинами. Поводки, объединяющие пальцы приводного фланца и колесного центра, образуют шарнирно-рычажную муфту, приводящую в дви-

жение колесную пару. Благодаря карданной системе передачи тягового момента компенсация взаимных вертикальных перемещений двигателя и колесной пары осуществляется за счет угловых колебаний полого вала, что освобождает резинометаллические шарниры от работы на скручивание. Это обстоятельство должно значительно повысить надежность шарниров, так как именно деформация скручивания резиновых втулок (имеющая место при системе с двусторонней передачей момента у тепловозов ТЭП60) приводит к интенсивному износу и повреждению шарниров.

Глава XX. УСТРОЙСТВО РАМ И КУЗОВОВ. ПЕСОЧНАЯ СИСТЕМА И ПРОТИВОПОЖАРНАЯ УСТАНОВКА

61. Рамы и кузова тепловозов

Рама тепловоза служит для установки на ней основного и вспомогательного оборудования, кабин машинистов, а также для размещения ударно-тяговых устройств. Рама испытывает не только статические нагрузки от воздействия масс установленного на ней оборудования и тягово-тормозных усилий, но и наиболее опасные ударные нагрузки при сцеплении с составом и ведении поезда, а также различные вибрационные нагрузки. В связи с этим рама должна обладать значительной жесткостью и достаточной усталостной прочностью. Стремление к уменьшению металлоемкости рам при одновременном обеспечении прочност-

ных их свойств привело к созданию конструктивных схем, в которых рама и кузов объединены в единую несущую систему. Такие рамы имеют тепловозы ТЭП60 и ТЭП70. У тепловозов 2ТЭ10М (В) и ТЭМ2 кузова и рамы не объединены в единую несущую систему, поэтому их рамы выполнены из довольно жестких, тяжелых элементов. По конструкции рамы тепловозов 2ТЭ10М и ТЭМ2 мало чем отличаются друг от друга. У обеих рам основными силовыми элементами являются две продольные хребтовые балки 3, 7 (рис. 215) из двутавров № 45, верхняя и нижняя полки которых усилены приваренными полосами 4, 11 толщиной 22 мм. По концам продольные балки связаны литыми стяжными ящи-

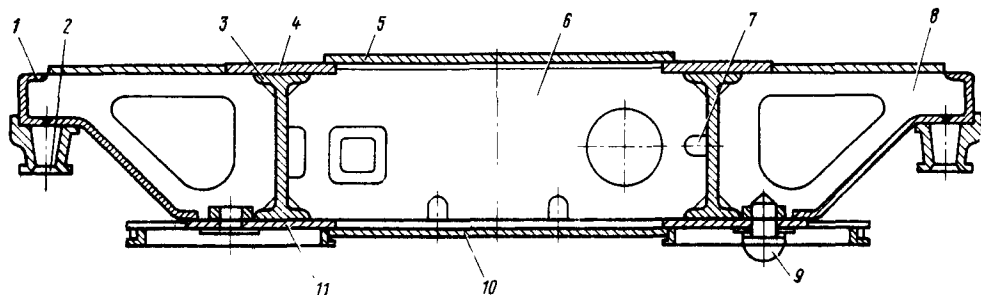


Рис. 215. Поперечный разрез рамы тепловозов 2ТЭ10В(М) и ТЭМ2:

1 — швеллер обносной; 2 — опоры домкратов; 3, 7 — хребтовые балки; 4, 11 — верхние и нижние усиливающие полосы; 5, 10 — верхний и нижний листы; 6 — поперечные перегородки; 8 — штампованные кронштейны; 9 — опора кузова

ками, прикрепленными к нижним поясам балок. Наружный контур рамы выполнен из швеллера 1 № 16, соединенного с продольными балками кронштейнами 8, изготовленными из листа толщиной 6 мм и имеющими по контуру сечение в виде уголка, а в средней части облегчающие вырезы. Для придания раме необходимой жесткости продольные балки по всей длине скреплены вваренными поперечными перегородками 6 толщиной 10—12 мм. Эти усиления предусмотрены в местах приварки опор кузова и шкворней. Сверху и снизу рама обшита стальными настильными листами 5, 10 толщиной от 4 до 14 мм с вырезами, обеспечивающими монтаж оборудования на раме. Снизу к хребтовым балкам и усиливающим листам приварены с каждой стороны по два кронштейна для крепления топливного бака. Передний и задний шкворни диаметром 280 мм, представляющие собой стальные отливки из стали 25ЛП, приварены к раме через усиливающие шкворневые листы толщиной 20 мм. На шкворни насажены и приварены сменные втулки, предохраняющие шкворни от износа. Вокруг каждого шкворня на радиусе 1365 мм расположены четыре опоры 9 кузова. Места расположения опор имеют жесткие коробчатые усиления. В зонах передней и задней опор кузова приварены четыре литые опоры 2 под домкраты. Спереди и сзади рама закрыта лобовыми листами. К переднему лобовому листу крепится путеочиститель, нижняя кромка которого находится на расстоянии $(150 \pm \frac{1}{2})$ мм от головки рельса. С правой стороны позади путеочистителя к переднему стяжному ящику прикреплен магнит автостопа.

На нижний настил рамы между продольными балками установлены кондуиты для электрических кабелей тяговых электродвигателей. Под настильным листом рамы на подвесках из полосовой стали подвешены четыре главных воздушных резервуара, а впереди топливного бака с левой стороны на двух кронштейнах—вспомогательный воздушный резервуар. Под настильными листами расположены также трубы песочниц и их форсунки,

электропровода наружного освещения с розетками и плафонами для электроламп, воздухопровод тормоза.

Отличия в конструкциях несущих рам тепловозов ТЭ10В и ТЭМ2 вызвано особенностями участков, предназначенных для установки оборудования, механизмов и агрегатов, а также лобовых брусьев.

Рама тепловоза ТЭП70 (рис. 216) является одним из элементов несущего кузова, его нижним поясом. Боковые стенки кузова приварены к раме, и она вместе с кузовом составляет одно целое. Рама кузова оборудована двумя главными продольными балками 22, расположенными по наружному контуру. Балки имеют коробчатое сечение, сварены из гнутых профилей—швеллера $300 \times 100 \times 6$ мм и серпообразного профиля $332 \times 130 \times 100 \times 7$ мм. Продольные балки рамы объединены между собой двумя концевыми секциями 8, двумя шкворневыми балками 9, 15 и пятью поперечными вваренными балками 13. Снизу и сверху рама закрыта настильными листами.

В раму кузова вварены каналы 20 системы централизованного воздухообеспечения с отводами для охлаждения генератора, тяговых электродвигателей и выпрямителей установки. Эти каналы также включены в силовую схему рамы. В силовую схему рамы включен топливный бак 11, представляющий жесткую сотовую конструкцию с перегородками и нишами для аккумуляторных батарей. Верхняя часть средней секции 12 рамы служит основанием для дизель-генераторной установки, которая опирается на раму, через резинометаллические амортизаторы. В верхней части топливного бака по бокам располагаются каналы 10 воздухопровода, соединенные с каналами концевых секций вваренными патрубками. Концевые секции рамы воспринимают продольные силы. В них, в специальных коробах 7 (стяжных ящиках) установлены автосцепки СА-3 с поглощающими аппаратами пассажирского типа ЦНИИ-Н6. Короба, где размещены автосцепные устройства, расположены консольно по отношению к силовым продольным балкам, поэтому для увеличения жест-

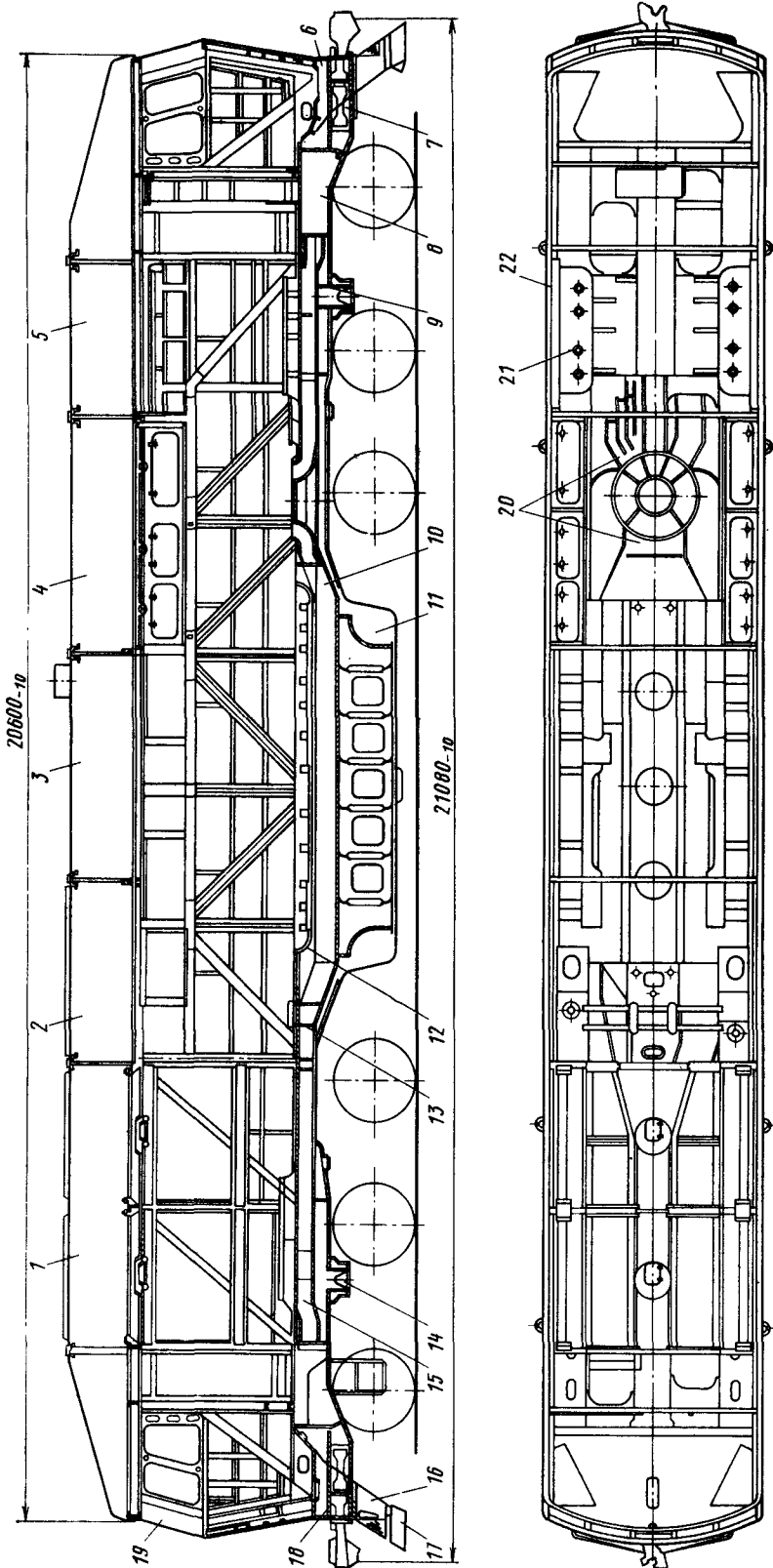


Рис. 216. Несущий кузов тепловоза ТЭП70.

1, 2, 3, 4, 5 — блоки крыши; 6, 18 — усиливающие коробки; 7 — стяжные ящики; 8 — концевые секции рамы; 9, 15 — шкворневые балки; 10, 20 — каналы воздухооборота; 11 — топливный бак; 12 — средняя секция рамы; 13 — поперечные балки; 14 — основание шкворней; 16 — верхняя часть путеочистителя; 17 — нижняя регулируемая часть путеочистителя; 19 — кабина машиниста; 21 — ниши для пружин; 22 — главные продольные балки

кости конструкции применена система горизонтальных и вертикальных раскосов. С этой же целью стяжные ящики соединены с рамой кузова усиливающими коробами 6, расположенными вдоль оси рамы.

По центру шкворневых балок в них вварены основания шкворней 14 прямоугольной формы. К этим основаниям с помощью болтов прикреплены шкворни тепловозов. В районе средних колесных пар тележек по бокам кузова в раме имеются специальные ниши 21, в которые входят пружины второй ступени рессорного подвешивания.

К продольным балкам рамы кузова приварены кронштейны (по два с каждой стороны), служащие одновременно как ограничители поперечных перемещений кузова и как опоры под домкраты при его подъеме. На верхнем настильном листе кузова приварены угольники для укладки пола из алюминиевого проката. К концевым секциям рамы на болтах укреплены путеочистители 16 с регулируемой высотой нижней частью 17.

Кузов тепловоза ТЭП70 представляет единую сварную конструкцию ферменнораскосного типа (см. рис. 216). Несущими элементами кузова являются: описанная выше рама кузова, боковые стенки, лобовые части кузова и задние стенки кабин машиниста. Конструкция кузова позволяет осуществлять блочный принцип сборки основных его агрегатов. Каркас кузова состоит из верхних и средних продольных балок, связанных стойками и раскосами. Арки кузова, соединяющие боковые стенки кузова, выполнены из швеллеров № 16, а также из специальных профилей. Две арки, расположенные над дизелем, съемные, остальные приваренные. Вертикальные стойки, продольные балки и раскосы соединены при помощи сварки. Для усиления в этих узлах вварены косынки из листовой стали.

Кроме силовых элементов и деталей, создающих жесткость конструкции, каркас кузова имеет второстепенные звенья, образующие оконные проемы и проемы для установки жалюзи. К каркасу лобовых и боковых стенок

к полкам стоек и раскосов прикреплены обшивочные алюминиевые листы толщиной 3 мм. Внутренние поверхности боковых стенок также имеют алюминиевую обшивку.

Крыша кузова тепловоза состоит из отдельных соединенных между собой секций (блоков). Она используется для размещения вспомогательного оборудования. Над машинным отделением установлено пять блоков: блок крыши охлаждающего устройства 1, блок крыши глушителя 2, блок крыши над дизелем 3, блок крыши фильтров 4, блок крыши электродинамического тормоза 5. Две секции крыши установлены над кабинами. Крышечные блоки смонтированы на поперечных арках и продольных балках кузова и закреплены болтами, шарнирно укрепленными на продольных балках боковых кузова. По стыкам крыши уплотнены резиновыми прокладками. Блочный принцип размещения узлов вспомогательного оборудования упрощает его сборку и ремонт. Для вентиляции дизельного помещения в районе дизеля и боковых стенок и в крышах имеются люки.

Внешние поверхности кузова выполнены с наименьшим числом углублений и выступающих частей для лучшей обтекаемости воздушным потоком во время движения локомотива и возможности применения моющих установок.

На лобовой части кузова вварен короб, служащий для установки в нем электрических буферных и сигнальных фонарей. Образующий коробом выступ служит также опорой для ног при обслуживании лобовой части кабины. На боковых скосах короба расположены световые табло номерных знаков, в средней части предусмотрены каналы забора воздуха для обдува внутренних поверхностей лобового стекла с подогревом его электрокалорифером. Проектор смонтирован ниже лобового стекла. Лобовое стекло кабины машиниста сплошное. Его форма повторяет профиль лобовой части кузова. Закреплено стекло к металлическому каркасу при помощи профильной резины. Помимо установки стеклоочистителей, лобовое стекло оборудовано устройством обмыва с

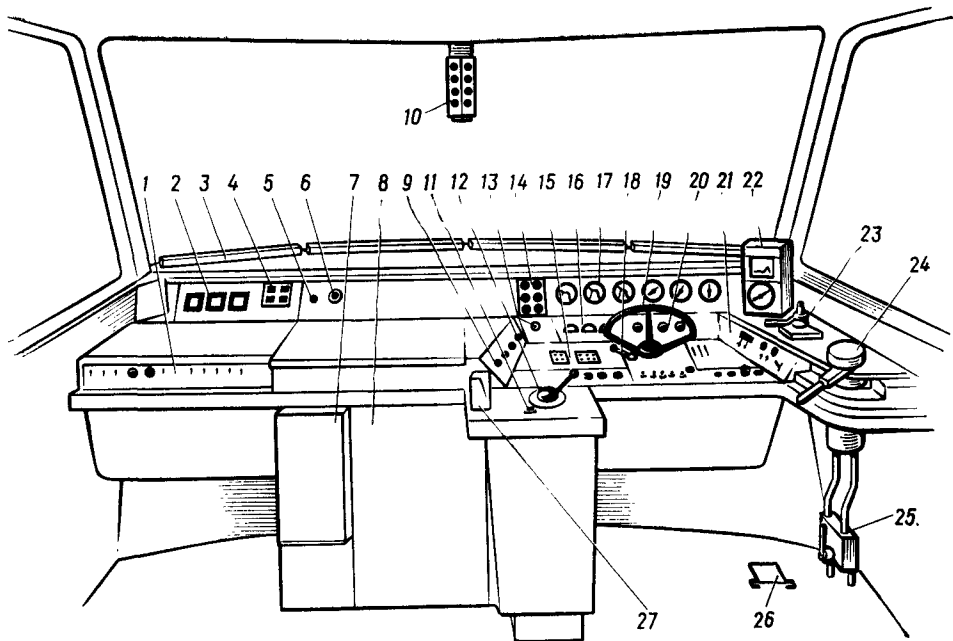


Рис. 217. Пульт управления в кабине машиниста тепловоза ТЭП70:

1 — панель тумблеров освещения кнопок «Свисток», «Тифон»; 2 — вольтметры генератора и цепей управления, амперметр заряда батарей; 3 — обогреватели смотровых окон; 4 — сигнальные световые табло; 5 — тумблер «Аварийный останов дизеля»; 6 — розетка бытовая; 7 — холодильник бытовой; 8 — отсек реек с зажимами; 9 — панель тумблеров радиостанции автостопа; световые табло; 10 — светофор локомотивной сигнализации; 11 — рукоятка переключателя тормоза; 12 — рукоятка контроллера электрического тормоза; 13 — кнопка «Аварийный останов тепловоза»; 14 — световые сигнальные табло; 15 — панель выключателей, тумблеров и кнопок для пуска и управления работой дизеля и его систем; 16 — электротермометры и электроманометры; 17 — панель амперметров генератора и электрического тормоза, указателя скорости, заданной при торможении, воздушных манометров; 18 — реверсивная рукоятка; 19 — штурвал контроллера; 20 — сигнальные лампы тормоза; 21 — освещенные скоростемера и кнопки «Маневр», «Свисток»; 22 — скоростемер; 23 — кран вспомогательного тормоза; 24 — тормозной край машиниста; 25 — блокировочное устройство пневматического тормоза; 26 — педаль песочницы; 27 — пульт радиостанции

дистанционным управлением из кабины.

Кабина машиниста 19 от дизельного помещения отделена задней стенкой из алюминиевых листов. Общая площадь кабины, уровень освещенности (регулируемой), конфигурация передней и боковых стенок создают необходимые условия для работы локомотивной бригады.

Между наружной и внутренней обшивками кабин уложены шумоизолирующие пакеты из капронового волокна и звукодемпфирующей резины. Внутренняя обшивка потолка кабины выполнена из перфорированного стального листа, стены — из листового металлопласта. Полы в кабинах съемные из фанерных плит толщиной 20 мм. Пространство под полами заполнено теплозвукоизоляционными матами.

По всей ширине кабины вдоль ло-

бового окна установлен пульт управления (рис. 217) с контрольно-измерительными приборами. Сиденья для машиниста и его помощника — регулируемые. За сиденьями расположены калориферы для обогрева кабины в зимнее время. Для работы в солнечные дни лобовое стекло кабины оборудовано механическими подъемными шторами, а боковые — горизонтально-передвижными.

Кузов тепловоза 2ТЭ10В (М). Кузов предназначен для защиты оборудования тепловоза и локомотивной бригады от атмосферных воздействий и не является несущим. Он состоит из кабины машиниста, проставки, кузова над дизелем и отсека охлаждающего устройства. Каркас кузова выполнен из фасонных профилей и приварен к обносному швеллеру рамы тепловоза. К каркасу снаружи приварены стальные обшивочные листы толщиной 1,5—

2 мм. Внутренняя обшивка крепится к каркасу через деревянные бруски. В стенах кузова имеются проемы для окон, отверстие с жалюзи для вентиляции дизельного помещения, проемы для установки воздушных фильтров дизеля и генератора, а также фильтров вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней и задней тележек.

Кузов над дизелем состоит из нижней и верхней частей. Верхняя часть на высоте 1000 мм от главной рамы имеет разъем и снимается при выемке дизеля. Для снятия отдельных агрегатов и узлов дизеля на крыше съёмной части кузова предусмотрены три люка. На третьем люке имеется два прямоугольных отверстия для выпускных патрубков глушителя дизеля.

В проставке кузова с обеих сторон вмонтированы входные двери. В ней расположены две аппаратные камеры, образующие в средней части проход в кабину машиниста. В крыше проставки имеется люк для выемки компрессора. Непосредственно в люке смонтирован вентилятор дизельного помещения. Такой же вентилятор смонтирован в задней части тепловоза в люке крыши охлаждающего устройства. В задней стенке кузова встроены двери. Для перехода из одной секции тепловоза в другую между ними устроен переходной тамбур с резиновым очехлением.

Кабина машиниста отделена от машинного помещения перегородкой, в которую вмонтирована входная дверь. Внутренняя поверхность наружной обшивки кабины покрыта 4-миллиметровым слоем противозумной мастики. Внутренняя обшивка стен и потолка состоит из перфорированных алюминиевых листов. Между обшивками уложены шумоизолирующие пакеты. Благодаря такой шумоизоляции уровень шума в кабине тепловоза 2ТЭ10М (В) уменьшился на 5—10 дБ по сравнению с уровнем шума в кабине машиниста тепловоза 2ТЭ10Л. Пол в кабине выполнен из деревянных щитов, покрытых линолеумом. Под полом кабины расположены блоки дешифратора и усилителя, блок питания радиостанции.

Передние смотровые стекла установлены с наклоном вперед для частичного отражения прямых солнечных лучей. Стекла оборудованы теневыми щитками, стеклоочистителями и устройством обмыва. Боковые окна раздвижные, имеют поворотные раздвижные щитки. Стекла для кабин применяются только безосколочные. Пржектор установлен ниже уровня лобовых стекол, что способствует улучшению видимости в ночное время.

В передней части кабины во всю ее ширину установлен стол, на котором размещены пульт управления тепловозом и пульт радиостанции. В стол вмонтированы отопительно-вентиляционный агрегат, бытовой холодильник, ящик для инструмента и электроплитка. В нише стола под ногами машиниста размещена педаль песочницы. Бункера песочниц размещены в пространстве между столом и передней стенкой кабины, их заправочные горловины выведены за наружную обшивку. Вверху на передней стенке предусмотрен лючок для вентиляции кабины, для этой цели служат также два лючка в задней части крыши. Кресла машиниста и его помощника удобны и допускают регулировку по высоте.

Отопительно-вентиляционная установка. Для обогрева кабины машиниста, предотвращения обледенения лобовых стекол в холодное время, вентиляции кабины в жаркое время применяется отопительно-вентиляционная установка (рис. 218). Она состоит из электродвигателя 2 мощностью 0,5 кВт, центробежного вентилятора 15 с подачей 350—400 м³/ч и водовоздушной секции 10. Воздух вентилятор забирает либо непосредственно из атмосферы, либо из кабины машиниста. Переключение всасывающего тракта осуществляется дросселем, положение створок 18 которого устанавливается рукояткой 7. Горячая вода к секции 10 подводится от системы охлаждения дизеля. Воздух, нагнетаемый вентилятором, проходя через секцию, нагревается и поступает в распределительный канал 3, где установлена заслонка 4 регулировки подачи воздуха в кабину и на обогрев лобовых окон. Заслонка переключается рукоят-

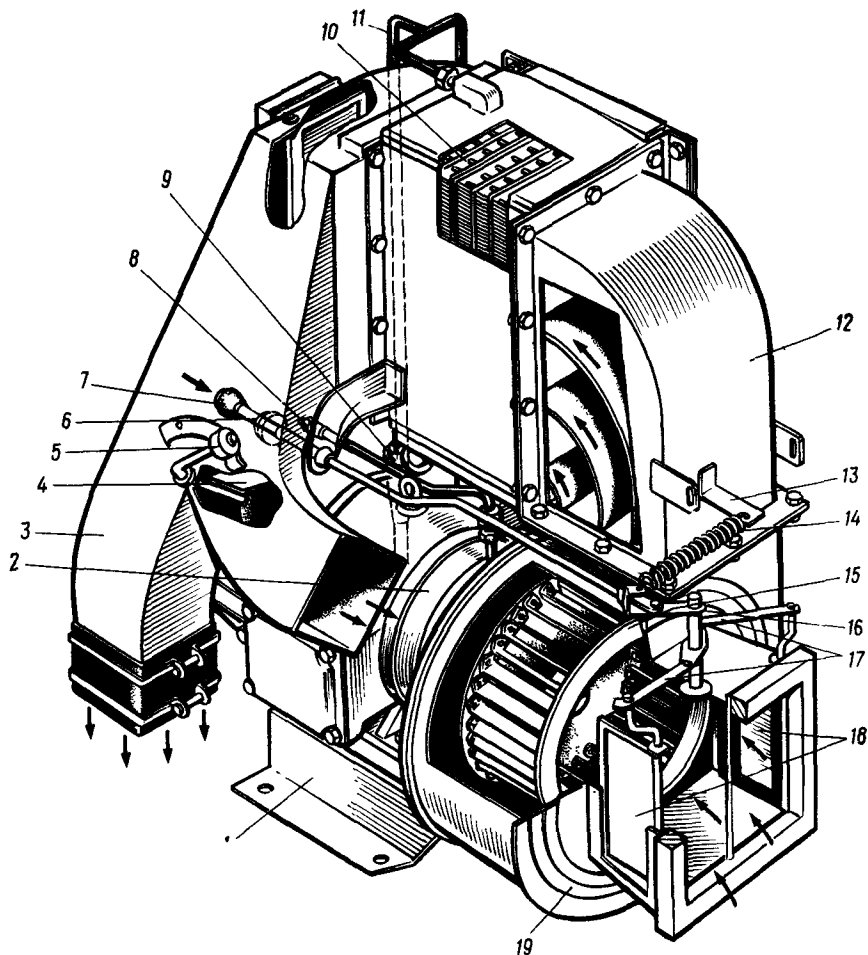


Рис. 218. Отопительно-вентиляционная установка:

1 — рама отопительно-вентиляционного агрегата; 2 — электродвигатели; 3 — распределительный канал; 4 — заслонка распределительного канала; 5 — рукоятка — фиксатор заслонки распределительного канала; 6 — тяга; 7 — рукоятка; 8 — пресс-масленка; 9 — кран выпуска воздуха; 10 — водовоздушная секция; 11 — труба отвода паровоздушной смеси; 12 — воздушный патрубок; 13 — угольник; 14 — пружина; 15 — колесо вентилятора; 16 — рычаг; 17 — тяга; 18 — створка дросселя; 19 — кожух вентилятора

кой 5. При отключении воды установка может работать как вентиляционный агрегат.

Кузов тепловоза ТЭМ2. На маневровых тепловозах применяется кузов капотного типа (рис. 219). Он состоит из кабины машиниста 11, капота над аппаратной камерой 10, капота над дизелем 7, капота над камерой охлаждающего устройства 3 и капота над аккумуляторным помещением 13. Каркас капотов выполнен из швеллера, угольников, гнутых профилей, обшит снаружи листами. Кабина и капоты, за исключением капота над дизелем, приварены к раме тепловоза. На-

чиная с тепловоза № 1732 кабина машиниста с капотом над аккумуляторными образует сварной съемный узел, устанавливаемый на раму на плоских резиновых амортизаторах. Капот над дизелем — съемный. Он прикреплен к соседним частям при помощи клинового соединения. Кабина машиниста и капоты над дизелем и помещением для аккумуляторов с внутренней стороны имеют теплоизоляцию. Для осмотра оборудования на боковых стенках капотов, а также в торцовых частях тепловоза предусмотрены двери. Жалюзи (просечки) в дверях служат для вентиляции машинного и аккумуляторного

помещений. В боковых стенках капота имеются проемы для установки воздушных фильтров, сеток и съемных щитков для осмотра. Для выемки аккумуляторов, компрессора, турбокомпрессора, узлов и деталей дизеля, водяного бака на крыше тепловоза имеются люки 5, 6, 8, 9, 12. Капот над камерой охлаждающего устройства образован из продольных нижних балок, задней стенки, корпуса передней песочницы, опоры вентилятора и рамы под редуктор. Сваренные между собой они образуют единую конструкцию, обшитую сверху и снаружи металлическими листами. Камера охлаждающего устройства — это самостоятельная технологическая единица, которую полностью собирают, проверяют, а затем уже приваривают к раме тепловоза, стыкуя с элементами кузова. Для облегчения доступа к охлаждающим секциям боковые жалюзи смонтированы на каркасе, укрепленном на корпусе камеры петлями.

По обеим сторонам капота (в четырех его углах) размещены четыре песочных бункера 2. Передние бункера имеют каждый свой загрузочный люк, задние бункера объединены между собой и имеют общий люк. Для доступа к песочницам на торцовых частях капота сделаны скобы.

Кабина машиниста возвышается над всеми остальными частями капота. Она имеет со всех четырех сторон окна с одинарным остеклением. Кабина — тепловозоизолирована, имеет два выхода — на переднюю и заднюю площадки. Для обслуживания аппаратной камеры в передней стене кабины расположена дверь, в которой внутри встроены металлический шкаф для одежды и ниша для хранения продуктов. Для обеспечения безопасности дверной проем в аппаратную камеру имеет ограждение, при открытии которого специальным выключателем снимается нагрузка с генератора.

С правой стороны кабины находится пульт управления. Сиденья у машиниста и его помощника мягкие, прямоугольной формы со спинкой, регулируемые по высоте в поперечном и продольном направлениях. Большая

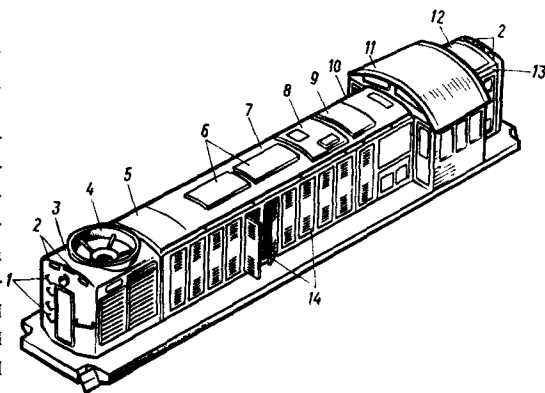


Рис. 219. Кузов тепловоза ТЭМ2:

1 — скобы; 2 — песочные бункера; 3 — камера охлаждающего устройства; 4 — диффузор вентилятора; 5, 6, 8, 9, 12 — люки; 7 — капот над дизелем; 10 — капот над аппаратной камерой; 11 — кабина машиниста; 13 — капот над аккумуляторным помещением; 14 — двери

площадь остекления кабины создает хорошую освещенность внутри нее в дневное время. Искусственное освещение кабины общее и местное.

62. Санитарно-гигиенические требования к кабинам машиниста

Работа локомотивных бригад характеризуется специфическим режимом труда и отдыха: начало и окончание работы в разные часы суток, наличие ночной работы, частый отдых вне дома, длительное пребывание на локомотиве при ограниченной подвижности и т. д. В связи с повышением скорости движения возросло нервно-эмоциональное напряжение членов бригады, увеличился поток информации — более частое мелькание сигналов (путевых знаков), набегание шпал и т. д.

Такие факторы, как шум, вибрация, микроклимат и др., не безразличны для организма человека и могут также быть причиной преждевременного утомления. Наиболее неблагоприятное воздействие на человека оказывают шум и вибрации. Под шумом понимается беспорядочное сочетание различных по частоте и силе звуков. Человеческий слух различает силу звука в очень широком диапазоне, устанавливаемом логарифмической шкалой. Каждая единица этой шкалы носит название бел (Б).

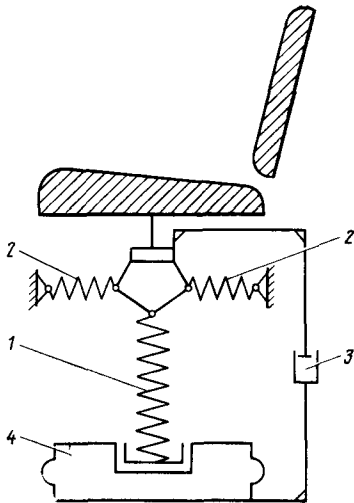


Рис. 220. Виброгасящее кресло машиниста:
1 — силовая пружина; 2 — корректирующие пружины; 3 — гаситель колебаний; 4 — пневмобаллон

Диапазон от порога слышимости до болевого порога охватывает 13—14 Б. В практике обычно используется единица, равная $0,1 \text{ Б} = 1 \text{ дБ}$ (деци-Бел). Порог болевого ощущения при шуме считается равным 120 дБ. Уровень шума измеряется специальными приборами. Нормирование шума сводится к требованию обеспечить нормальные условия работы бригады, качественную речевую связь в кабине и вблизи тепловоза. Допустимые уровни шума (звукового давления) зависят от частот звуковых колебаний и составляют 95 дБ при средних частотах (например, 63 Гц) и 69 дБ — при высоких (8000 Гц).

Источниками шума на тепловозе являются работающие дизель и вспомогательные машины, удары колес на стыках и неровностях пути. Колебательная энергия этих источников частично излучается в окружающее пространство (воздушная составляющая), а частично распространяется в виде вибрации по элементам конструкции (структурная составляющая). Для снижения воздушной составляющей шума используют средства звукоизоляции и звукопоглощения, а для снижения структурной составляющей — виброизоляцию и вибродемпфирование.

Наибольший шум создает дизель. При номинальных режимах уровень

звуковых давлений, создаваемых дизелями 2Д100 и 10Д100, составляют 115 дБ, а дизелями 11Д45 и Д49 — 118 дБ. Следует иметь в виду, что увеличение силы звука на 10 дБ для громких звуков ощущается на слух как увеличение громкости в два раза, т. е. если удалось, например, снизить уровень шума со 105 до 95 дБ, то это значит, что уровень громкости снижен в два раза.

Воздействие вибраций на организм человека особенно ощутимо при частотах, близких собственной частоте колебаний тела и его органов. Резонансными для тела человека частотами являются частоты 6—8 и 16—30 Гц. Уменьшение воздействия вертикальных вибраций на локомотивную бригаду достигается за счет снижения вибраций рамы и кузова путем правильного подбора параметров рессорного подвешивания, применения резиновых амортизаторов в подвешивании и в опорах дизеля. Эффективными средствами снижения вибраций является применение резиновых прокладок между рамой тепловоза и кабиной, а также виброгасящих кресел для машиниста и его помощника.

Виброгасящее кресло машиниста (рис. 220), разработанное инженером Талыниным, имеет упругую подвеску из четырех плоских пружин, соединенных в параллелограмм, и трех цилиндрических. Одна пружина 1 служит для настройки подвески под массу машиниста, а две других 2 — для корректировки. Такое кресло способствует эффективному гашению колебаний, начиная с частоты 3 Гц. Применение в этом кресле еще и гидравлического гасителя 3 позволяет эффективно снижать вибрацию, начиная с частоты 2 Гц.

Микроклимат в кабине машиниста также имеет немаловажное значение для здоровья членов локомотивной бригады. По санитарным нормам средняя температура воздуха в кабине машиниста при закрытых окнах весной, зимой и осенью должна быть 16—18 °С, при этом перепад температуры на уровнях 50—100 мм и 1,5—2 м от пола не должен превышать 3—5 °С. При больших перепадах температуры

появляется состояние дискомфорта. Устройство боковых окон в кабине машиниста должно обеспечивать отсутствие сквозняков, а также чрезмерного перепада давлений в кабине при их открытии, вызывающего болевые ощущения в ушах.

Для создания нормального микроклимата в переходное и холодное время года должна быть предусмотрена система отопления с обеспечением возможно большей равномерности температуры воздуха во всем объеме кабины. Этому способствует хорошая герметизация пола, окон, дверей кабины. Воздух к отопительно-вентиляционной установке должен поступать снаружи очищенным от пыли. Использование установки летом в качестве вентиляционной позволяет снижать температуру в кабине на 3—6°C, однако в условиях жаркого климата вентиляционная установка не решает проблемы создания оптимального микроклимата в кабине. Поэтому радикальным мероприятием для улучшения условий труда локомотивных бригад при высоких температурах наружного воздуха является оборудование кабины машиниста установкой для кондиционирования, позволяющей понизить температуру воздуха во всем объеме кабины, очистить его от пыли и обеспечить подачу свежего воздуха.

Взаимное расположение и размеры основных элементов кабины, пульт управления и кресла должны удовлетворять требованиям эргономики, чтобы

обеспечивались оптимальные условия работы локомотивной бригаде. Для облегчения работы машиниста при подъезде к составу около правого бокового окна предусмотрена кнопка, заблокированная с 1-й позицией контроллера, так как при пользовании контроллером, подъезжая к составу, машинисту приходится занимать крайне неудобную позу.

В кабине машиниста имеется общее и местное освещение. При следовании в ночное время общее освещение выключают, оставляя включенным местное освещение: подсвет панели приборов, скоростемера. При необходимости включают общее освещение в режиме тусклого света, так как в этом случае можно быстро переключить глаза на темный фон местности. При режиме яркого освещения переключение глаз происходит значительно медленнее. Освещенность пульта управления при ярком общем освещении составляет 20—30 лк, а при тусклом — 5—10 лк. При местном освещении освещенность равна 1,5—2 лк.

63. Ударно-тяговые устройства

Ударно-тяговые приборы предназначены для автоматического сцепления локомотива с другими единицами подвижного состава, передачи и смягчения действий продольных (растягивающих и сжимающих) усилий, раз-

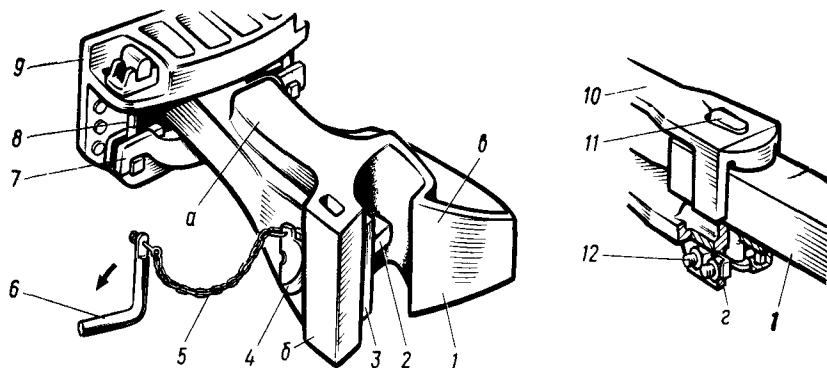


Рис. 221. Автосцепное устройство:

1 — корпус автосцепки; 2 — замкодержатель; 3 — замок; 4 — балансир валика подъемника; 5 — цепь; 6 — рычаг расцепной; 7 — балочка; 8 — подвеска; 9 — ударная розетка; 10 — хомут тяговый; 11 — клин; 12 — болт; а — упор; б — малый зуб; в — большой зуб; г — ушко хомута

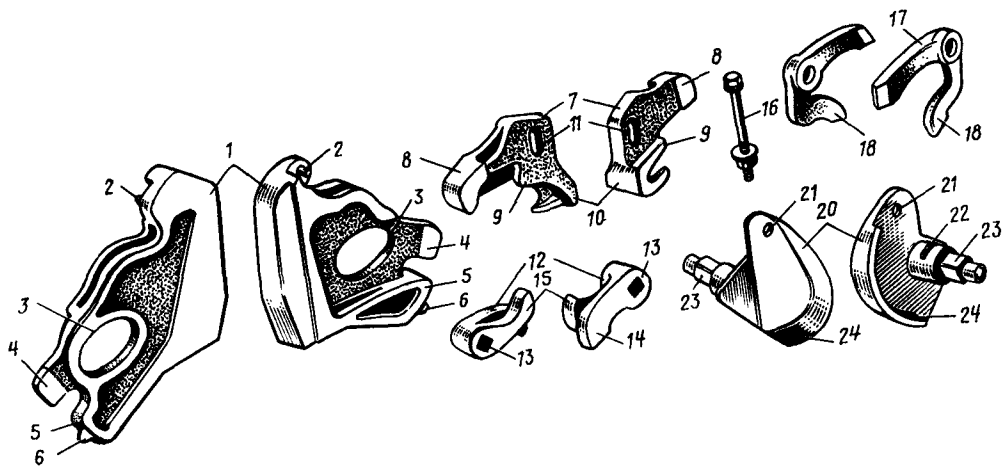


Рис. 222. Механизм автосцепки.

1 — замок; 2 — шип; 3 — отверстие; 4 — сигнальный отросток; 5 — радиальная опора; 6 — зуб замка; 7 — замкодержатель; 8 — противовес; 9 — выступ; 10 — лапа; 11 — овальное отверстие; 12 — подъемник; 13 — квадратное отверстие; 14 — узкий палец; 15 — широкий палец; 16 — болт; 17 — предохранитель замка; 18 — нижнее плечо; 19 — верхнее плечо; 20 — валик подъемника; 21 — отверстие; 22 — выемка для болта; 23 — стержень; 24 — балансир

вивающихся во время движения в поезде и на маневрах.

Автосцепное устройство тепловоза (рис. 221) состоит из корпуса автосцепки 1 с размещенным в нем механизмом сцепления, расцепного привода, ударно-центрирующего прибора, тягового хомута с упорной плитой и поглощающего аппарата, расположенного в хомуте между его задней стенкой и упорной плитой. Тяговый хомут с помощью клина соединен с хвостовиком автосцепки. От выпадания клин закреплен болтами 12 к ушкам г хомута. Тяговый хомут удерживается в горизонтальном положении на определенной высоте поддерживающей планкой.

Голова автосцепки подвешена на балочке 7 с помощью двух маятниковых подвесок 8, вторые концы которых укреплены шарнирно в ударной розетке 9. Подвеска, балочка и ударная розетка представляют собой центрирующий прибор, который служит для автоматического центрирования автосцепки относительно продольной оси локомотива.

Автосцепки СА-3 (советская автосцепка третьего варианта) — основная часть автосцепного устройства. Корпус 1 автосцепки (см. рис. 225) представляет собой стальную полуку отлив-

ку, в головной части которой расположен автосцепной механизм. Наружное очертание головной части автосцепки в плане образовано большим и малым б зубом, пространство между которыми называют зевом. Головная часть автосцепки снаружи имеет упор а, которым она упирается в розетку 9 стяжного ящика в случае перегрузки поглощающего аппарата.

Автосцепной механизм (рис. 222) состоит из замка 1, замкодержателя 7, предохранителя замка 17, подъемника 12 и его валика 20. Замок, служащий для запираения двух сомкнутых автосцепок, вместе с собранным механизмом установлен в вертикальном положении в полости головки и на своей нижней радиальной опоре 5 может поворачиваться вдоль полости вокруг зуба 6. Под действием собственного веса замок своей замыкающей частью стремится выйти наружу из полости. На шипе 2 замка навешен двуплечий предохранитель (собачка) 17 замка. Замкодержатель 7, предназначенный для удержания замка в сцепленном и расцепленном положениях, навешивается своим овальным отверстием 11 на шип в полости автосцепки. Рядом с замком расположен подъемник 12, надетый на квадратный хвостовик валика подъемника 20. Валик располага-

еется в отверстии автосцепки и проходит через овальное отверстие 3 замка. Эксцентрик (балансир) 24 валика подъемника остается снаружи корпуса автосцепки. Отверстием 21 эксцентрик валика соединен с цепью расцепного привода. От выпадания из корпуса автосцепки валик удерживается выемкой 22, в которую заходит тело болта 16, установленного в привеле корпуса автосцепки

Расцепной привод (см. рис. 222), служащий для расцепления автосцепок и для установки механизма в выключенное положение, состоит из двуплечего рычага 6, установленного на буферном брусе тепловоза и удерживаемого специальными кронштейнами, и цепи 5, соединяющей рычаг с балансиром 4 валика подъемника. На маневровых тепловозах расцепной привод оборудуется пневмоцилиндром с дистанционным управлением из кабины машиниста.

Поглощающий аппарат пружинно-фрикционного типа (рис. 223) предназначен для рассеивания энергии ударов, передаваемых автосцепкой. Рассеивание энергии обеспечивается за счет работы сил трения, возникающих между фрикционными клиньями и корпусом аппарата. При сжатии аппарата нажимной конус 6, подвигаясь внутрь корпуса 1, перемещает клинья 2 и через нажимную шайбу 5 передает усилие на пружины 3 и 4. Все части аппарата стянуты болтом 7. Сила прижатия клиньев к корпусу увеличивается по мере сжатия аппарата, соответственно растут силы трения и общее сопротивление сжатию. После прекращения действия сжимающей силы пружины возвращают нажимную шайбу, клинья и корпус в первоначальное положение. Поглощающий аппарат имеет предварительную затяжку пружин около 20 кН. Для установки в тяговый хомут аппарат дополнительно сжимают, для чего между гайкой стяжного болта и дном нажимного корпуса устанавливают прокладку толщиной 10—15 мм. При первом же нажатии при работе поглощающего аппарата прокладка выпадает. Максимальное сжатие поглощающего аппарата 70⁺⁵ мм.

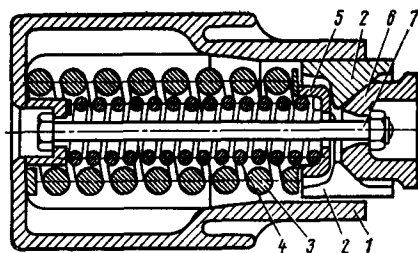


Рис. 223. Поглощающий аппарат

64. Песочная система

Для повышения сцепления колес с рельсами при трогании с места или движения по подъему (особенно когда рельсы замаслены или влажны) под колеса локомотива подается песок. Опыт эксплуатации локомотивов показывает, что обычно первыми начинают боксовать направляющие колесные пары — первая и четвертая по ходу тепловоза. Поэтому подача песка осуществляется у всех тепловозов только под эти колесные пары. При этом очень важно для экономии песка направлять его строго в место контакта колес с рельсами. Причем иногда достаточно подавать песок только под первую колесную пару.

Песочные системы в принципе для всех тепловозов одинаковы. Они включают песочные бункера (обычно четыре на одну секцию тепловоза) вместимостью около 200 кг каждый, воздухораспределители, форсунки, песочницы, электропневматические клапаны и трубопроводы с резиновыми рукавами и наконечниками. Изображенная на рис. 224 песочная система тепловоза ТЭП70 содержит четыре песочных бункера 2, расположенных в верхних углах тамбуров, из которых песок самотеком по трубам поступает к восьми форсункам 3. Песок из форсунок подается воздухом питательной магистрали, который через воздухораспределители 6 (два для переднего хода и два для заднего) подводится к форсункам. Воздух, управляющий форсунками, поступает через электропневматические клапаны 1. Электропневматические клапаны заблокированы с контактами реверсора. В зависимости от направления движения блокировочные контакты реверсора

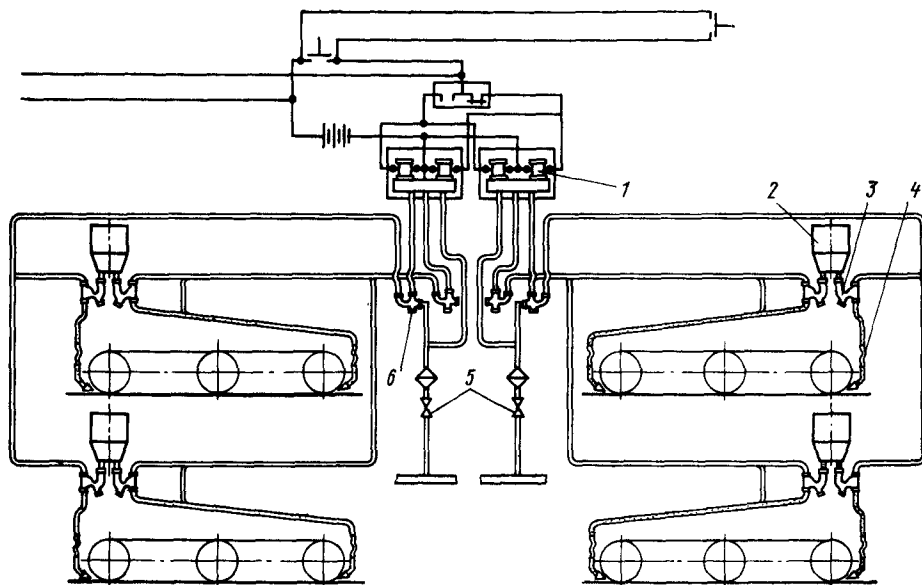


Рис. 224. Схема песочной системы тепловоза:

1 — электропневматический клапан; 2 — песочный бункер; 3 — форсунка; 4 — гибкий шланг; 5 — разобщительный кран; 6 — воздухораспределитель

включают электропневматические клапаны переднего или заднего хода, а те в свою очередь приводят в действие соответствующие воздухораспределители, соединенные с форсунками.

При срабатывании клапана воздух из резервуара управления под давлением $55\text{--}60\text{ Н/см}^2$ через штуцер в крышке воздухораспределителя 6 поступает в камеру над поршнем сошто-

ком и перемещает его вниз. Через открывшийся при этом клапан воздух из питательной магистрали под давлением $75\text{--}85\text{ Н/см}^2$ поступает через штуцер к форсунке.

Поступивший в полость форсунки (рис. 225) воздух по каналам d и a поступает в песочную камеру и разрыхляет песок. Другая часть воздуха, поступившая в камеру g , проходит через сопло в канал b и выдувает песок, выжимаемый воздухом из песочной камеры, в трубу и далее под колесо.

Включение и выключение песочниц осуществляется ножной педалью, расположенной под пультом машиниста. Для подачи песка только под первую колесную пару на пульте имеется специальная кнопка. При выключении песочниц электропневматический клапан выпускает воздух из камеры над поршнем воздухораспределителя и его пружина закрывает клапанное устройство, прекращая подачу воздуха к форсункам.

Трубы, проводящие песок к колесам третьей и четвертой осей, оборудованы тремя дополнительными воздушными трубопроводами для подвода

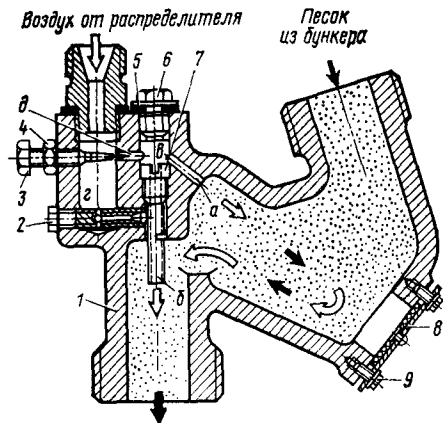


Рис. 225. Форсунка песочницы:

1 — корпус форсунки; 2, 7 — сопла; 3 — винт регулировочный; 4 — гайка; 5 — уплотнение; 6 — пробка; 8 — крышка; 9 — болт

воздуха, чтобы облегчить проталкивание песка по длинным горизонтальным участкам этих труб. Песочные трубы при переходе от кузова к тележкам имеют гибкие резиновые вставки 4. Наконечники песочных труб резиновые и могут регулироваться по высоте.

Регулировка подачи песка осуществляется винтом 3 (см. рис. 225). Для уменьшения количества подаваемого форсункой песка винт необходимо завернуть, а для увеличения — отвернуть. Для ориентировки, насколько винт повернуть относительно закрытого положения, на головке винта и корпусе форсунки поставлены керны. Необходимая подача песка под первую и шестую колесные пары 1,6—2,0 кг/мин, а под третью и четвертую — 0,8—1,2 кг/мин.

Заправку бункеров необходимо производить чистым, сухим песком, обязательно через сетки во избежание попадания комков и другого мусора. Заправочные горловины должны иметь герметичные крышки и козырьки, чтобы в песок не попала влага.

65. Противопожарное оборудование

Для тушения пожара на каждой секции тепловоза предусмотрены противопожарные средства: автоматическая пожарная сигнализация, противопожарная установка, настенные огнетушители, тара с песком, ведро и совок.

Автоматическая пожарная сигнализация предназначена для обнаружения загорания на тепловозе и оповещения об этом световым и звуковым сигналами. Пожарная сигнализация срабатывает при температуре 85 °С и выше.

В качестве датчиков пожарных извещателей используются терморезисторы (рис. 226), встроенные в специальный кожух и защищенные от механических повреждений крышкой с отверстиями. Датчики установлены в наиболее опасных в пожарном отношении местах аппаратной камеры и дизельного помещения. Питание схемы пожарной сигнализации осуществляется от аккумуляторной батареи через автоматический выключатель. Тер-

морезисторы (19 шт.) соединены в две параллельные группы, каждая из которых подключена к своему реле.

При повышении температуры воздуха в дизельном помещении или в аппаратной камере сопротивление соответствующего терморезистора резко уменьшается, тем самым ток, проходящий по реле, увеличивается и реле срабатывает. Своими замыкающими контактами реле включает сигнальные лампы в обеих кабинках и на сигнальной коробке, а также звуковой сигнал. Другими замыкающими контактами реле шунтирует цепь датчиков, предохраняя тем самым терморезисторы от перегрева.

Прекращение подачи светового и звукового сигналов о пожаре производится путем нажатия кнопки «Отпуск пожарной сигнализации». При этом происходит разрыв цепи, шунтирующей датчики, и если температура снизилась, после отпуска кнопки схема приходит в исходное положение. Для контроля исправности электрических цепей пожарной сигнализации каждой группы в сигнальной коробке и на пультах имеются кнопки «Контроль пожарной сигнализации», при нажатии которых имитируется срабатывание извещателей с соответствующей сигнальной реакцией.

Расположение противопожарного оборудования на тепловозах примерно одинаковое. Например, на тепловозе ТЭП70 в каждой кабине, а также в

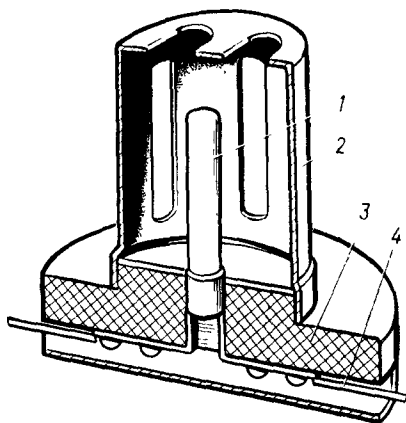


Рис. 226. Датчик температуры:
1 — терморезистор; 2 — корпус; 3 — изолятор; 4 — токоподводящий привод

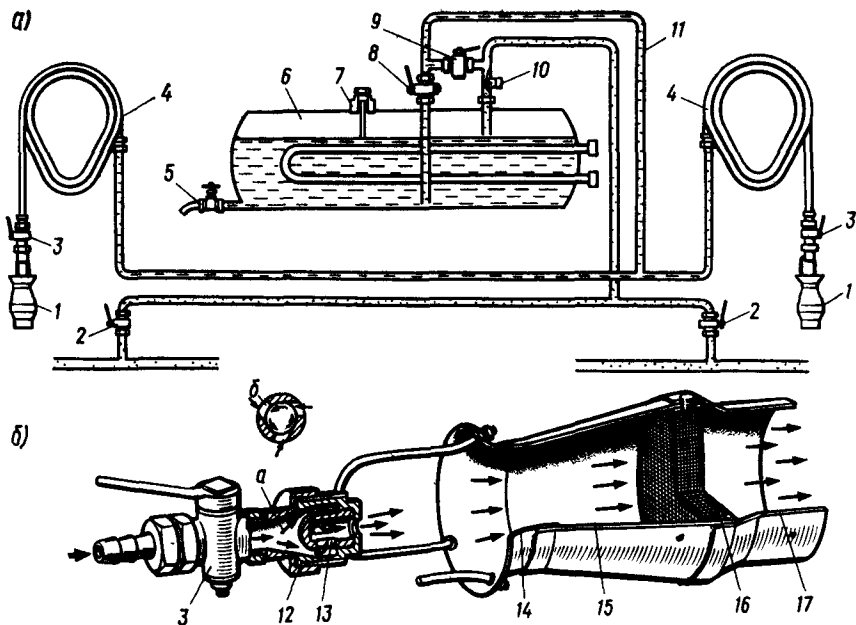


Рис. 227. Схема противопожарной установки (а), генератор высокократной пены (б):

1 — генератор пены; 2, 3, 8, 9 — краны; 4 — шланг; 5 — вентиль; 6 — резервуар; 7 — пробка для выпуска воздуха; 10 — пробка; 11 — трубопровод; 12 — корпус распылителя; 13 — вихревая камера; 14 — коллектор; 15 — диффузор; 16 — кассета; 17 — насадка

тамбуре возле передней кабины, рядом с левой входной дверью находятся по одному углекислотному огнетушителю ОУ-5. Один пенный огнетушитель ОХП-10 висит в дизельном помещении на стенке шахты холодильника. Ведро для воды, ведро и совок для песка установлены возле осевого вентилятора.

В комплект воздухопенной противопожарной установки входят (рис. 227): резервуар 6 объемом 235 л, расположенный под шахтой холодильника и заправленный 6 %-ным водным раствором пенообразователя ПО-1; два генератора высокократной пены (ГВП) 1 с гибкими рукавами 4, уложенными в специальные ящики, расположенные в переднем и заднем тамбурах; трубопроводы 11 с кранами 2, 3, 8, 9 и вентилями 5.

Установка приводится в действие открытием одного из пусковых кранов 3. При этом воздух из питательной магистрали тормозной системы поступает в резервуар 6 и вытесняет раствор пенообразователя в трубопровод 11 с постоянно открытым краном 8, в рукава 4 и далее в генератор высо-

кократной пены 1. Через открытый кран 3 генератора 1 раствор попадает в полость а корпуса 12 центробежного распылителя и через тангенциальные прорези б проходит внутрь вихревой камеры 13, где закручивается и выходит из соплового отверстия в виде распыленной струи. В коллекторе 14 струя увлекает за собой атмосферный воздух и попадает на сетки кассеты 16, при прохождении которых образуется пена. Струя пены направляется на очаг пожара, изолирует его и горение прекращается.

Кратность выхода пены (отношение объема использованной емкости к объему полученной жидкости) должна быть не менее 70. При меньшей кратности проверяется состояние сеток, которые должны быть натянутыми и чистыми. После применения установки оставшийся раствор удаляется, установка промывается горячей водой, продувается сжатым воздухом и заряжается новым раствором. Вместимость резервуара противопожарной установки рассчитана на работу одного генератора высокократной пены в течение 4 мин.

Глава XXI. ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ТЕПЛОВЗОВ

66. Система организации технического обслуживания и ремонта

Как любая машина или механизм, так и тепловоз со временем теряет свои первоначальные эксплуатационные качества, становится менее надежным. Для поддержания тепловоза в исправном состоянии предусмотрена планово-предупредительная система технического обслуживания и ремонта. Техническое обслуживание тепловоза ставит перед собой задачу профилактического характера — предупредить возникновение неисправностей, уменьшить изнашивание деталей, снизить темп ухудшения технического состояния и свойств отдельных элементов конструкции и систем тепловоза.

Техническое обслуживание комплексом профилактических работ различного объема позволяет лишь замедлить естественный износ или старение деталей, но не может их остановить вовсе. Поэтому многие сборочные единицы и детали тепловоза требуют по мере ухудшения эксплуатационных качеств их восстановления, т. е. ремонта.

Действующая система технического обслуживания и ремонта тепловозов по приказу Министра путей сообщения № 10Ц от 16 февраля 1981 г. предусматривает три вида технического обслуживания (ТО-1, ТО-2, ТО-3) и три вида текущего ремонта (ТР-1, ТР-2, ТР-3), а также два вида заводского капитального ремонта (КР-1, КР-2).

Техническое обслуживание ТО-1 выполняется локомотивными бригадами в соответствии с перечнем работ, утвержденным начальником службы локомотивного хозяйства дороги при-

писки локомотива. Техническое обслуживание ТО-2 выполняется высококвалифицированными слесарями в пунктах технического обслуживания, оснащенных необходимым оборудованием, инструментом и обеспеченных технологическим запасом деталей и материалов. Продолжительность ТО-2 устанавливается: для пассажирских тепловозов и дизель-поездов — 2 ч; для грузовых двухсекционных — 1,2 ч, для трехсекционных — 1,5 ч; для остальных и маневровых — 1 ч. Периодичность ТО-2 устанавливает начальник дороги в пределах 24—48 ч независимо от выполненного пробега.

Техническое обслуживание ТО-3 выполняется в депо приписки комплексными и специализированными бригадами. При этом виде обслуживания производят в более полном объеме осмотр, проверку состояния и надежности крепления элементов оборудования тепловоза, особенно связанных с безопасностью движения, проверяют и регулируют аппаратуру тепловоза, очищают фильтры, при необходимости заменяют или добавляют смазку.

Особое внимание уделяют проверке состояния коллекторов тяговых электродвигателей и генераторов, исправности щеткодержателей самих щеток, выводов катушек главных и добавочных полюсов. Проверяют наличие смазки и состояние пальстеров моторно-осевых подшипников.

Установлен еще один вид технического обслуживания — ТО-4, при котором обтачивают колесные пары без выкатки из-под тепловоза.

Текущие ремонты ТР-1, ТР-2, ТР-3 выполняются в депо. Объем каждого вида ремонта устанавливается «Правилами ремонта». Среднесетевые нор-

Серия тепловоза	Межремонтные периоды, не более, тыс. км					
	ТО-3	ТР-1	ТР-2	ТР-3	КР-1	КР-2
<i>Тепловозы грузовые и пассажирские</i>						
ТЭ10	7,2 17 сут	29,0 2,3 мес	115,0 9,2 мес	210,0 18 мес	720 4,5 г	1420 9 лет
ТЭП60	7,5 18 сут	37,5 3 мес	150 9 мес	300 18 мес	900 4,5 г	1800 9 лет
2ТЭ116	8 18 сут	40 3 мес	200 15 мес	400 30 мес	800 5 лет	1600 10 лет
<i>Маневровые</i>						
ТЭМ2	30 сут	7,5 мес	15 мес	30 мес	7,5 лет	15 лет

мы пробега между техническими обслуживаниями ТО-3, текущими ремонтами ТР-1, ТР-2, ТР-3, а также капитальными ремонтами КР-1, КР-2 приведены в табл. 9.

Среднесетевые нормы продолжительности технического обслуживания и текущего ремонта для тепловозов 2ТЭ10М, 3ТЭ10М: ТО-3 — 10,12 ч; ТР-1 — 36 ч; ТР-2 — 5 сут; ТР-3 — 6 сут. Для пассажирских тепловозов ТЭП60 и ТЭП70: ТО-3 — 10 ч; ТР-1 — 36 ч; ТР-2 — 4 сут; ТР-3 — 5 сут, а для маневровых ТЭМ2 соответственно: 8 и 36 ч; 4,5 и 4,5 сут.

Постановку тепловозов на очередное техническое обслуживание или на очередной текущий ремонт можно производить с отклонением от установленных норм в пределах 10%. Такое же отклонение от нормы допускается при постановке тепловоза в капитальные ремонты.

67. Изнашивание деталей и способы их восстановления

Тепловоз — сложная машина с множеством взаимно перемещающихся и трущихся деталей, которые в процессе эксплуатации изнашиваются. При этом меняются рабочие характеристики, появляются ненормальные стуки, вибрации, нагрев, снижаются

мощность и к. п. д., увеличивается опасность аварии или крушения.

Из всех видов повреждений, пожалуй, наиболее распространено изнашивание. В зависимости от условий работы, среды, специфики контакта взаимно трущихся деталей различают следующие виды изнашивания: абразивное (механическое), окислительное, коррозионное, молекулярно-механическое, контактно-усталостное. Особыми видами изнашивания являются кавитационное и фреттинг-коррозия.

Наиболее распространенный вид изнашивания, характеризующийся высокой скоростью износа сопряженных поверхностей, — *абразивный*; этому виду износа подвержены такие детали тепловоза, как наличники букс и челюстей рамы тележки, втулки и валки рессорного подвешивания и тормозной рычажной передачи, опорные поверхности рессорных балластеров, носиков тяговых электродвигателей, накладок пружинных подвесок и каблучков рамы тележки, а также детали цилиндропоршневой группы дизеля и компрессора, детали автоецепки (при большой запыленности воздуха) и др.

Окислительное изнашивание при наличии между трущимися частями масла или другой жидкости вызывает образование на поверхностях окисной пленки, которая в процессе работы разрушается.

Скорость изнашивания при этом самая минимальная из всех видов износа. Окислительное изнашивание может возникнуть в трущихся парах и при условии достаточности смазки и отсутствия абразивных частиц.

Коррозионное изнашивание характеризуется быстрым образованием окисных пленок на трущихся поверхностях вследствие попадания на них кислот и последующим разрушением этих пленок.

Чаще всего коррозионный износ возможен на поверхностях втулок и поршней дизелей при выделении кислот из газов. Под влиянием теплового и химического воздействия с течением времени на посадочных поясах клапанов и их седел также образуются коррозионные раковины.

Молекулярно-механическое изнашивание происходит за счет микроконтактного схватывания поверхностей трущихся деталей при нарушении сплошности масляной пленки. Этому износу подвержены детали, работающие в условиях полужидкостного трения.

Контактно-усталостное изнашивание возникает при трении качения или многократных соударениях. Этот вид износа иногда называют чешуйчатым или «пittingом». Оно характерно для бандажей колесных пар, зубьев зубчатых колес, шариковых и роликовых подшипников, мест контакта втулок с блоком цилиндра при вибрации втулок и т. д. Скорость контактного износа зависит от величины контактных напряжений.

Кавитационное изнашивание обусловлено явлением образования и разрушения парогазовых пузырьков в движущейся жидкости. При разрушении пузырьков происходят микрогидравлические удары, приводящие к большим напряжениям.

Кавитационным повреждением с образованием сквозных свищей подвержены втулки (рубашки) цилиндров дизелей.

Фреттинг-коррозия, или коррозия при трении, образуется в сопряжениях с микроскопическими вибрационными перемещениями. Фреттинг-коррозия наиболее часто наблюдается в краевых зонах подступичных частей осей колесных пар, буксах, вкладышах коленчатых валов, в сопряжениях блока дизеля с втулками цилиндров.

В чистом виде какой-либо один из перечисленных видов износа, как правило, встречается редко. Обычно имеет место комбинация нескольких видов износа. Так, например, пара трения вкладыш моторно-осевого подшипника — ось колесной пары может иметь одновременно абразивный, окислительный и молекулярно-механический износ при преобладании одного из них в зависимости от конкретных условий трения.

Интенсивность износа трущихся пар зависит от многих факторов. Решающий из них — качество материала и обработка рабочих поверхностей. Однако применение качественных материалов (легированных сталей, дорогостоящих цветных металлов и др.), достижение высокого класса шерохо-

ватости, внедрение длительных технологических процессов поверхностного упрочнения в каждом конкретном случае должно быть оправдано экономически.

Детали, выход из строя которых влечет за собой серьезные аварии, длительный простой, большие затраты на замену и т. д., изготавливаются из легированных высокопрочных сталей.

К повышенному износу сопряженных деталей приводит недооценка такого фактора, как перекося их в процессе работы. Перекося осей совместно работающих деталей вследствие изгиба валов, зазоров в подшипниках создает условия для роста удельных нагрузок на небольшом участке рабочей поверхности деталей, что влечет за собой усиленный износ их в этом месте. Имеется также много других факторов, усугубляющих износ трущихся деталей, таких, как нарушение режима смазывания, ухудшение качества самой смазки вследствие перегрева и разжижения, чрезмерные нагрузки, климатические особые условия и т. д.

Приведем несколько примеров влияния перечисленных факторов на износ деталей тепловоза. Известно, что зубчатая передача на моторно-осевые подшипники тепловозов с опорно-осевым подвешиванием двигателя работают с перекосям, обусловленным консольной передачей тягового момента. Практика показывает, что зубья зубчатого колеса и шестерни у этих тепловозов изнашиваются неравномерно по длине. Разность толщин зубьев по обеим их концам составляет от 0,5 до 1,2 мм, причем больший износ наблюдается со стороны тягового электродвигателя. Это результат больших удельных нагрузок, создаваемых при перекося осей зубчатого колеса и шестерни (см. рис. 209). Кроме того, интенсивность износа зубьев в значительной мере зависит от твердости их рабочих поверхностей. Установлено, что прямозубые зубчатые колеса без поверхностной термической обработки зубьев выходят из строя по

износу в 3—4 раза быстрее, чем термически обработанные.

Моторно-осевые подшипники работают в еще более сложных условиях, чем зубчатая передача. Перекос подшипников, обусловленный поворотом остова двигателя в зазорах между ними и осью, приводит к местному повышению удельных нагрузок и ухудшению условий смазывания в контакте. Это вызывает нагрев подшипников и задиры шеек оси. Кроме того, повышение удельных нагрузок ведет к интенсивному износу подшипников, а это в свою очередь увеличивает радиальный зазор и, следовательно, переко, что еще больше усугубляет тяжелые условия работы подшипников. В этих условиях особое значение приобретает надежность подачи масла к подшипникам. К сожалению, в эксплуатации нередко случаи работы подшипников без смазки, особенно в зимних условиях, когда попавшая в масляные ванны вода смерзается с фитилем или подбивкой из пряжи, препятствуя подаче масла к трущимся поверхностям.

Контактно-усталостному износу подвержены роликовые подшипники букс, тяговых электродвигателей. Из-за неравномерного распределения нагрузок между роликами, а также по их длине контактные напряжения в роликовых подшипниках достигают 200—300 кН·см². Высокие повторно-переменные контактные напряжения обуславливают появление на поверхностях качения роликов и дорожек усталостных микротрещин с последующим расклиниванием их попавшей туда смазкой. В связи с этим наиболее характерным повреждением является усталостное выкрашивание металла у кромок роликов и на поверхности внутреннего кольца в наиболее нагруженной зоне.

Примером сложного вида износа может служить изнашивание бандажей колесных пар. Бандажи — это наиболее часто сменяемая деталь, так как поверхность бандажа по кругу качания, непосредственно соприкасающаяся с рельсом, подвержена значительному изнашиванию. Между бан-

дажом и рельсом возникают контактные напряжения, зависящие от геометрии контактирующих поверхностей, механических свойств бандажа и рельса и нагрузки, передаваемой от колеса на рельс. Напряжения от статической и динамической нагрузок могут превышать предел текучести материала, о чем свидетельствуют пластические деформации бандажа и рельса. Изнашивание бандажа концентрируется в зоне контакта с рельсом и у гребня. Изнашивание гребня происходит главным образом в кривых участках пути. Пробеги локомотивов между обточками бандажей составляют 200—250 тыс. км, а в отдельных случаях (например, в условиях Северной дороги) — 85—100 тыс. км.

Механизм изнашивания обусловлен характером работы бандажей. В данном случае имеет место износ при трении качения со значительной долей трения скольжения, возникающего при боксовании колесных пар и за счет неизбежного проскальзывания колес как на кривых, так и прямых участках пути. Работа трения протекает при высоких контактных напряжениях, вызывающих пластические деформации и повышение температуры в зоне контакта. Значительное влияние на изнашивание бандажей оказывает также режим торможения. Длительное прижатие с большим усилием тормозных колодок может привести к появлению на поверхности бандажей закалочных микротрещин, переходящих в последующем в раковины.

Климатические и другие специфические условия нередко оказываются решающими факторами долговечности бандажей. Так, например, на участках угольных маршрутов в условиях повышенной влажности и низкой температуры окружающего воздуха угольная пыль, оседая на рельсы, образует своеобразную пленку, ухудшающую сцепление. На этих участках частота боксования колесных пар оказывается настолько высокой, что приводит к волнообразному износу рельсов и, естественно, к повышенному износу бандажей и других элементов

колесно-моторного блока. Подаваемый на рельсы песок в данном случае только усугубляет этот износ.

Применение некачественного песка (с большим содержанием глинистых веществ) также может ухудшить условия сцепления колес с рельсами (особенно при низких температурах — ниже $-25-30^{\circ}\text{C}$), что опять же приводит к боксованию колесных пар и изнашиванию их бандажей.

Интенсивному абразивному изнашиванию подвержены такие детали челюстных тележек, как наличники букс и челюстей рамы, шарниры рессорного подвешивания и рычажной передачи и др. Трущиеся пары этих соединений не защищены от попадания пыли и песка, поэтому подвод смазки к поверхностям трения в данном случае не всегда оправдан. Пыль и песок, попадающие на смазанные поверхности (особенно в районах Средней Азии), задерживаются на этих поверхностях и вместе с продуктами износа образуют своеобразный абразивный материал, интенсивно истирающий детали соединения.

Допустимая норма износа сопряженных деталей устанавливается исходя из технико-экономических соображений. Срок службы (ресурс) детали до предельного значения износа можно определить по средней скорости износа. Для этого через определенные промежутки времени или через определенный пробег замеряют износ детали и строят диаграмму изнашивания в зависимости от времени и пробега. Классический вид диаграммы изнашивания представлен на рис. 228. Она имеет три характерных участка: *a* — приработочного износа, *b* — установившегося износа, *v* — аварийного износа.

Например, если рассматривать эту диаграмму применительно к бандажам колесных пар, можно заметить, что в первоначальный период (при новых бандажах или после обточки) прокат бандажей нарастает интенсивно (участок *a*). Здесь сказываются более высокие контактные напряжения из-за уменьшенной площади контакта нового бандажа с рельсом, а

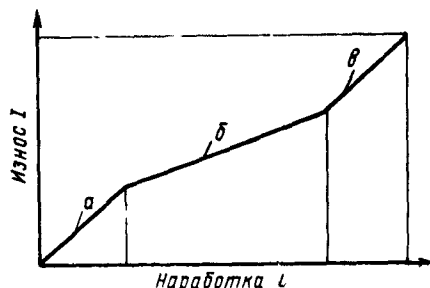


Рис. 228. Характер нарастания изнашивания поверхностей трущихся пар в зависимости от наработки

также отсутствия «наклепанного» слоя металла бандажа. В процессе эксплуатации вследствие износа профиль бандажа по кругу катания приобретает форму, близкую к профилю головки рельса, при которой площадь контакта увеличивается, а удельная нагрузка уменьшается. Уменьшение удельной нагрузки, а также появление на поверхности бандажа «наклепа» снижает интенсивность износа (участок *b*).

По достижении определенного проката, когда условия контакта бандажа с рельсом ухудшаются, начинается более интенсивное нарастание изнашивания (участок *v*).

Следует заметить, что в отдельных случаях, в частности в данном, можно увеличить срок службы детали за счет исключения приработочного износа. Например, обточку бандажей производят с оставлением черновины по кругу катания, сохраняя наклепанный слой металла бандажа.

Интенсивность нарастания износа в зависимости от пробега для таких узлов, как моторно-осевые подшипники, шарнирные соединения рессорного подвешивания и тормозной рычажной передачи, зубчатая передача и др., также подчиняется общей закономерности износа.

Восстановление деталей. Для восстановления изношенных деталей существует много методов. В тепловозоремонтном производстве наибольшее распространение получили электродуговая или газовая наплавки, металлизация, электроискровая обработка, обработка давлением, электролитиче-

ское покрытие, а также нанесение на поверхность пленок из полимерных материалов. В отдельных случаях используют метод ремонтных втулок, когда сильно изношенную поверхность валика, шипа или отверстия какой-либо детали обтачивают или растачивают и ставят с натягом втулки, обрабатывая затем их под номинальный размер.

Для восстановления значительного износа деталей используются различные виды электродуговой наплавки: ручная, автоматическая и полуавтоматическая, под слоем флюса, в среде защитных газов, вибродуговая и т. д.

Ручная наплавка малопроизводительна, не дает стабильного качества слоя. Возникающие при наплавке большие термические напряжения деформируют (коробят) деталь. Поэтому там, где возможно, процесс наплавки автоматизируют. При *полуавтоматической* наплавке автоматизирована только подача электродной проволоки в зону дуги, при *автоматической* — подача электрода, а также продвижение дуги вдоль накладываемого шва. В результате повышается производительность труда и улучшается качество шва.

Наплавка в среде защитного газа может производиться вручную, автоматически и полуавтоматически. В зону дуги подается защитный газ (аргон или углекислый газ), струя которого, обтекая дугу и сварочную ванну, предохраняет расплавленный металл от окислительного воздействия воздуха. В качестве электродов применяют специальные сорта проволоки с повышенным содержанием марганца и кремния.

Вибродуговая наплавка является разновидностью автоматической и отличается от нее тем, что электрод во время наплавки постоянно вибрирует. Вибрация электрода облегчает зажигание дуги и делает процесс наплавки более устойчивым. В процессе наплавки деталь нагревается незначительно, поэтому деформации ее малы и, следовательно, не нарушается термическая обработка на участках детали вблизи места наплавки. После наплавки не требуется термическая обработка детали, так как в процессе наплавки под действием охлаждающей жидкости происходит закалка наплавленного слоя. Толщину слоя наплавки можно регулировать в пределах от 0,5 до 2 мм на сторону. Для повышения износостойкости наплавленного слоя используют легирующие флюсы. Основное преимущество вибродуговой наплавки заключается в возможности надежного наплавления тонких слоев на изношенные места. При значительных износах лучше использовать обычные способы наплавки.

Металлизация дает возможность нанесения слоя металла толщиной от 0,03 до 1,5 мм на любой материал без опасности его перегрева

(температура нагрева детали не более 70 °С). Процесс металлизации заключается в нанесении воздушной струей на обработанную поверхность мельчайших частиц расплавленной в газовом пламени проволоки. Получается довольно пористое покрытие, на котором хорошо удерживается смазка и, следовательно, повышается износостойкость. Прочность покрытия с основным металлом невысокая.

Электроискровая (электроэрозионная) обработка осуществляется вибрирующим электродом (анодом), с которого частицы во время электрического разряда в виде короткого мощного импульса переносятся на обрабатываемую деталь (катод) и привариваются к ней. Толщина покрытия в зависимости от тока импульса получается от 0,05 до 0,5 мм. Чем меньше ток, тем чище поверхность покрытия. Способ эффективен для восстановления натягов в прессовых и шпоночных соединениях. Можно использовать для легирования поверхности трения, чтобы затормозить процесс изнашивания.

Восстановление деталей давлением (раздача, осадка, обжатие) основано на использовании пластических свойств металла. Методом раздачи восстанавливают, например, поршневые пальцы дизелей, а осадкой и обжатием — размеры втулок по наружному и внутреннему диаметрам.

Электролитические покрытия делятся на твердые и мягкие. К твердым относятся хромовые, никелевые, стальные, к мягким — покрытие цинком, медью, оловом, латунью и др. Процесс электролитического покрытия основан на электролизе, т. е. способности металла осаждаться на катоде при прохождении постоянного тока через электролиты. Различают гладкие покрытия и пористые. Гладкие применяют для неподвижных посадок, пористые — для подвижных.

Хромирование и никелирование дает толщину покрытия 0,1—0,3 мм, достаточно твердого и износостойкого. Применяется для восстановления цилиндрических втулок, поршневых колец и др. Осталивание дает возможность получения довольно твердого слоя без термообработки. Толщина наращиваемого слоя 2,5—4 мм и более. Цинкование применяется для восстановления изношенных посадочных мест подшипников качения при толщине покрытия до 0,5 мм, а также для защитного покрытия крепежных деталей и частей электроаппаратуры. Методом гальванического лужения восстанавливают оловянистое покрытие поршней дизелей 2Д100—10Д100.

Полимерные покрытия широко используются для создания натяга или повышения износостойкости сопряжений. Применяемые в ремонте пластмассы делятся на термореактивные (не плавятся и не растворяются) и термопластические (плавятся). В композициях на основе различных смол они используются для восстановления деталей.

При ремонте применяются также различные клеевые составы БФ2, БФ4, БФ6, представляющие спиртовые растворы термореактивных смол. Наиболее распространен в практике ремонта клей (эластомер) ГЭН-150В — продукт композиции эпоксидной смолы ВДУ с

нитрильным каучуком СКН-40. Он применяется для восстановления натягов при посадке подшипников, муфт, шестерен, корпусов в местах установки подшипников, ступиц колесных центров и т. д. Клей защищает сопрягаемые поверхности от коррозии.

68. Методы и средства повышения надежности и долговечности деталей тепловозов

Основные термины и определения надежности установлены ГОСТом. Под *надежность* понимается свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени работы (пробега) при соблюдении условий технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортировки. Надежность изделия характеризуется его безотказностью, ремонтпригодностью, сохранностью и долговечностью.

Безотказность (или надежность в узком смысле слова) — свойство изделия сохранять работоспособность в течение некоторого времени или пробега без вынужденных перерывов. *Ремонтпригодность* — свойство изделия, обеспечивающее возможность предупреждать, обнаруживать и устранять отказ или неисправность путем проведения технического обслуживания и ремонтов. *Долговечность* — свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта. Для восстанавливаемых изделий понятия долговечности и безотказности практически совпадают. Показателем долговечности служит *срок службы (ресурс)*.

Повышение надежности тепловозов — это актуальная задача. Тепловоз — машина сложная и его надежность определяется надежностью наиболее слабого звена. Уровень надежности тепловоза зависит от многих факторов, которые можно условно разделить на конструктивные, технологические и эксплуатационные. В процессе проектирования и постройки тепловоза важными факторами явля-

ются использование новейших методов расчета, выбор рациональных конструкций сборочных единиц и деталей, материалов, строгое соблюдение технологии изготовления деталей, сборки узлов и всего тепловоза в целом. В процессе эксплуатации уровень надежности тепловоза, достигнутый при постройке, постепенно снижается. Для поддержания надежности на достаточном для эксплуатации уровне существует система плано-предупредительных ремонтов и технических обслуживаний. От того, насколько правильно используется, содержится и ремонтируется локомотив, зависит его техническое состояние и в конечном итоге его надежная работа.

Одним из наиболее эффективных конструктивных решений для повышения надежности является снижение уровня динамических нагрузок на детали и сборочные единицы тепловоза путем применения различных упругих элементов (пружин, рессор, резиновых амортизаторов и т. д.). Не менее важно также применение принципа самоустановки, позволяющего обеспечить у совместно работающих деталей равномерное распределение нагрузки. Самоустанавливающимся деталям дается либо свободная ограниченная подвижность, либо упругая при применении эластичных элементов. В том и другом случаях в системе компенсируется влияние зазоров и деформаций, вызывающих перекос сопряженных деталей. Оптимальные зазоры в подвижных соединениях, надежность пресовых посадок, подбор пар трения, отсутствие неуравновешенных масс в узлах с вращающимися элементами, продуманная система смазки — также являются важными конструктивными факторами, обеспечивающими высокую надежность узлов.

К технологическим методам повышения надежности деталей тепловоза относятся мероприятия по улучшению свойств материалов, применяемых в данной конструкции. Свойства детали начинают формироваться в процессе изготовления (отливки, сварки, обработки давлением, механической обработки). Важно не допустить при этом

внутренних пороков в деталях, концентраторов напряжений (острых углов, резких переходов, надрезов и т. д.). Все последующие операции сводятся к улучшению свойств материалов заготовки путем применения различных методов термической и термохимической обработки. Эти виды обработки позволяют значительно повысить прочность и износостойкость деталей.

Так, нормализация (термоулучшение) позволяет получить мелкозернистую однородную структуру стали, повышает ее прочность и ударную вязкость, улучшает обрабатываемость; закалка (нагрев до определенной температуры, выдержка при этой температуре и быстрое охлаждение) дает резкое увеличение твердости и прочности. Особенно эффективна поверхностная закалка, при которой обеспечивается высокая твердость и износостойкость поверхностного слоя детали, а сердцевина остается вязкой. Такие детали хорошо сопротивляются ударным нагрузкам, выдерживают высокие контактные напряжения и мало изнашиваются.

В результате термохимической обработки представляется возможным в гораздо большей степени, чем при термической обработке, повысить твердость поверхностных слоев деталей и их износостойкость. Например, цементация (науглероживание) шестерен из среднеуглеродистой стали повышает их износостойкость в 1,5—2 раза по сравнению с объемной закалкой. Большое распространение получили также методы нанесения износостойких материалов на поверхности трения путем наплавки, напыления, плакирования, электроннолучевого легирования.

Для повышения усталостной прочности металла широко применяются методы поверхностного пластического деформирования (накатка роликами, наклеп дробью). Эффект упрочнения в этом случае достигается вследствие создания в поверхностных слоях детали значительных сжимающих внутренних напряжений, противодействующих напряжениям растяжения от внешней нагрузки, а также снижения вредного влияния концентраторов напряжений. Так, накатка шеек и галтелей подступичных частей осей колесных пар повышает предел их выносливости примерно в 2 раза.

Значительное влияние на усталостную прочность деталей оказывает состояние ее наружной поверхности. Любое отклонение от зеркальной полированной поверхности приводит к снижению предела выносливости (особенно появление окалины и коррозии). Для защиты от коррозии широко применяется клей (эластомер) ГЭН150В. Например, при посадке колесных центров на ось тепловым способом подступичную часть оси покрывают этим клеем. Образовавшаяся клеевая пленка предохраняет ось от фреттинг-коррозии, а также увеличивает прочность соединения.

Как бы хорошо ни была сконструирована и изготовлена любая машина, ее эффективное использование окажется возможным только при хорошем уходе за ней и нормальном режиме работы. Главными эксплуатационными факторами, обеспечивающими надежность тепловоза, является своевременная постановка его на планово-предупредительные ремонты, качественное их выполнение и квалифицированный уход за сборочными единицами в процессе эксплуатации.

Глава XXII ПОДГОТОВКА ТЕПЛОВОЗА И ЕГО СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ К РЕМОНТУ

69. Подготовка тепловоза к ремонту и его разборка

Тепловоз подготавливает и ставит в ремонт прибывшая на нем локомо-

тивная бригада или бригада, работающая на экипировке. Перед постановкой тепловоза на ремонт локомотивная бригада тщательно проверяет

в пути следования работу дизель-генераторной установки и других агрегатов, осматривает электрическую часть и записывает в бортовой журнал (форма ТУ-152) все выявленные неисправности и отклонения от нормальной работы. При постановке на ТО-3 и ТР-1 тепловоз полностью экипируют. В случае же, если проба масла покажет его загрязнение выше браковочной нормы или если пробег тепловоза превышает установленный для замены масла, его сливают. Масло сливают также и в том случае, если предстоит выемка поршней из двух и более цилиндров.

При постановке тепловоза на текущие ремонты ТР-2 и ТР-3 сливают воду и масло из систем, водяную систему промывают при помощи циркуляционной установки и продувают сжатым воздухом. При постановке на ТР-3 дополнительно сливают топливо и топливные баки подготавливают для промывки, песочницы освобождают от песка, проверяют статический напор воздуха вентиляторами охлаждения тяговых двигателей. При всех видах ремонта электрические машины и электроаппаратуру продувают сжатым воздухом давлением $(2 \div 3) 10^5$ Па, наружные поверхности кузова, крыши гележек подвергают мойке на механизированной установке. Посуду, инструмент и принадлежности тепловоза сдают на хранение дежурному работнику инструментального отделения депо.

В случае отправки тепловоза на ремонт в другие депо или на завод его обеспечивают инструментом и инвентарем. Не допускается снятие или замена частей оборудования на тепловозе, отправляемом на ремонт. Вместе с тепловозом при этом отправляется его технический паспорт и карты измерений основных деталей с данными о пробеге и их износе. Кроме того, заблаговременно, не позднее 15-го числа предыдущего месяца, в депо, где будет производиться ремонт, направляется предварительная опись ремонта тепловоза.

Поступающий в ремонт тепловоз принимает мастер комплексной брига-

ды. Он контролирует наличие, комплектность и правильность предварительного оформления ремонтно-технической документации и проверяет техническое состояние тепловоза. Техническое состояние тепловоза проверяется при работающем, а затем при неработающем дизеле. Контролируют (на слух) работу всех узлов и агрегатов дизеля, вспомогательного оборудования, электрических машин. По показаниям приборов контролируют параметры охлаждающей воды, масла, топлива, воздуха. Для определения состояния узлов и агрегатов, не прибегая к разборке, используют, там где возможно, методы технической диагностики.

С учетом замечаний, сделанных машинистом в бортовом журнале, и результатов непосредственной проверки сборочных единиц и агрегатов тепловоза мастер комплексной бригады вносит необходимые дополнения в книгу ремонта. Фактический объем ремонта тепловоза уточняется после его разборки. Перед началом ремонтных работ дизель должен быть остановлен, рубильник аккумуляторной батареи отключен и приняты все необходимые меры, предотвращающие случайный пуск дизеля во время работ.

Подача тепловоза в ремонтное здание осуществляется другим тепловозом или путем питания тяговых двигателей от источника постоянного тока. В зимний период изоляцию тяговых электродвигателей сушат передвижными электрокалориферами.

Разборка тепловоза в зависимости от вида ремонта различается по объему. В соответствии с этим цехи имеют разное оборудование. В цехах ТО-3 и ТР-1 установлены, как правило, пяти- или десятитонные краны для снятия агрегатов и узлов, колесно-токарный станок КЖ-20 для обточки бандажей без выкатки колесных пар и подъемник для одиночной выкатки и смены колесно-моторных блоков.

В цехах ТР-2 и ТР-3 необходимы мостовые краны грузоподъемностью 10—30 т, кантователи дизелей, поточные и конвейерные линии для ремон-

та крупных узлов и агрегатов тепловоза. В цехе ТР-3 используют тридцатитонные домкраты для подъема кузова тепловоза при выкатке и подкатке тележек.

Разборку тепловоза ведут в соответствии с технологическими процессами, разработанными в каждом депо или на заводе. Наиболее полной разборке в условиях депо тепловоз подвергается во время ремонта ТР-3. У тепловоза, поставленного на позицию разборки, снимают части крыши, крышечные люки или части кузова для удобства демонтажа дизеля, генератора, компрессора и других агрегатов. Снятые агрегаты устанавливают на места, предназначенные для разборки. Остающиеся в кузове открытыми полости оборудования, не снятого с тепловоза, а также полости демонтированных агрегатов, трубы следует закрывать крышками и пробками, чтобы избежать засорения. Не поврежденные при снятии прокладки, а также гайки, болты, шпильки следует по возможности поместить обратно на прежние места.

Для выкатки тележек кузов поднимают на домкратах, предварительно отсоединив электрические кабели, воздухопроводы, чехлы воздушных каналов охлаждения тяговых электродвигателей, защитные чехлы опор и другие элементы, связывающие кузов с тележками. Тележки выводят из-под кузова либо механическим способом с помощью лебедок, либо электрическим с помощью кабеля, соединяющего тяговый двигатель тележки с источником постоянного тока.

Тележки, установленные на ремонтные позиции, разбирают. Для облегчения, снятия рамы тележки разборочную площадку обычно оборудуют повышенной рельсовой эстакадой и подъемниками тяговых электродвигателей. Установив тележку так, чтобы корпуса двигателей расположились над головками домкратов, с нее снимают воздушные и песочные трубы, буксовые струнки, распускают рычажную передачу тормоза и освобождают кабели тяговых электродвигателей. Буксовые струнки помечают, что-

бы при сборке установить их на прежние места. Тросом зачаливают раму тележки, включают подъемники двигателей и приподнимают их до тех пор, пока верхние носики не сойдут с накладок пружинной подвески. После этого раму тележки поднимают краном и вместе с элементами рессорного подвешивания, рычажной передачей и другими ранее снятыми деталями отправляют в моечную машину.

При разборке бесчелюстных тележек перед снятием рамы тележки отсоединяют от букс штоки фрикционных демпферов, а также буксовые поводки. Для снятия пружинных комплектов рессорного подвешивания их предварительно поджимают с помощью технологического болта, ввертываемого снизу в резьбовое отверстие верхнего направляющего стакана. После отсоединения тяговых электродвигателей колесные пары вместе с буксами отправляют в моечную машину, а двигатели после наружной очистки транспортируют в электромашинный цех для разборки.

Для разборки дизелей их устанавливают на кантователи или специальные подставки высотой 600 мм. Позиции оборудованы консольными кран-балками с электроталью грузоподъемностью 0,25 т, балками для подвески гайковертов. К рабочим местам подведены трубопровод сжатого воздуха и низковольтное освещение. Возле позиций устроены стеллажи для колеччатых валов, крышек дизелей и цилиндров, клапанных коробок, кассеты для цилиндрических втулок, поворотные столы для поршней с шатунами и др.

Снятые с дизеля аппаратура, приборы, регулятор частоты вращения, фильтры и другое оборудование направляются в соответствующие отделения для очистки, проверки и ремонта. Разобранные детали и узлы дизеля укладывают на соответствующие стеллажи.

Техника безопасности при разборке и ремонте тепловоза. При проведении ремонтных работ во избежание несчастных случаев необходимо строго соблюдать правила техники безопасности. Все передвижения тепловоза при постановке его в ремонтные стойла должны производиться только по команде мастера.

принимающего тепловоз в ремонт, который должен убедиться в том, что передвижение никому не угрожает. Прежде чем начинать ремонт, необходимо отключить аккумуляторную батарею, а на ее рубильниках вывесить табличку «Не включать, работают люди». Воздух из запасных и главных резервуаров должен быть также вылушен, чтобы исключить возможность случайного включения тормозов и пневматических аппаратов во время их ремонта и регулировки. Для освещения нужно пользоваться только безопасным низковольтным напряжением. Инструмент должен удовлетворять нормам, предусмотренным «Правилами техники безопасности и производственной санитарии». Категорически запрещается пользоваться неисправным инструментом. Пневматические зубила и молотки должны иметь специальные предохранители, предупреждающие случайный вылет инструмента.

Во время сварочных работ необходимо надежное заземление объектов, а также ограждение во избежание ослепления ремонтного персонала. При этом должны быть обеспечены также меры пожарной безопасности. Сварочные работы на топливных баках и других резервуарах, содержащих горючие вещества, можно производить только после полного удаления из них остатков горючих веществ путем пропаривания, проветривания или промывкой горячей водой со щелочью. Чтобы избежать ожогов, ремонт дизеля нужно начинать только после снижения температуры охлаждающей воды до 40—50 °С.

При обслуживании и ремонте аккумуляторных батарей особое внимание нужно уделить безопасному обращению с едкими, горючими и взрывоопасными веществами (щелочи, кислоты, газ), а также не допускать прикосновения к находящимся под напряжением оголенным токоведущим элементам батарей. Курить можно только в специально отведенных местах. При снятии тяжелых узлов особое внимание следует уделить надежному зачлениванию этих узлов исправными чалочными приспособлениями, соблюдая необходимые меры предосторожности. Для совмещения отверстий под болты, валики, штифты и т. п. в процессе монтажа сборочных единиц и их крепления необходимо применять специальные ломики. Проверять совпадение отверстий пальцами рук категорически запрещается.

70. Очистка деталей тепловоза

В процессе эксплуатации тепловоза открытые поверхности деталей покрываются пылью и грязью; стенки рубашек цилиндров дизеля, трубы, секции охлаждения загрязняются отложениями солей (накипью); на поверхностях головок поршней, камер сгорания, газовых трактов образуется нагар; в маслопроводах и фильтрах появляются смолистые отложения; не-

защищенные металлические поверхности покрываются ржавчиной или окислами.

Все эти виды загрязнений вредны. Пыль и грязь, попадая между трущимися поверхностями, способствуют более интенсивному изнашиванию деталей; нагар, накипь, смолистые отложения сужают проходные сечения каналов, ухудшают теплообмен, уменьшают экономичность дизеля и других агрегатов. Поэтому вопросам очистки дизелей уделяется серьезное внимание.

В зависимости от прочности связи загрязнения с деталью и от природы загрязнения применяются следующие виды очистки: механическая (сдувание пыли сжатым воздухом, очистка механическими инструментами, очистка абразивами); физико-механическая (очистка вываркой или погружением, очистка струйным или душевым способом, очистка принудительной циркуляцией раствора, очистка парами растворителя, очистка ультразвуком). Сдувание пыли сжатым воздухом эффективно только в том случае, когда очищаемые поверхности покрыты сухой пылью, т. е. когда загрязнение плохо сцеплено с поверхностью детали. Рекомендуемое давление воздуха 0,25—0,35 МПа.

Очистка механическим инструментом (скребками, наждачными и стеклянными шкурками, щетками из металлической проволоки или волосных и капроновых нитей) применяется для удаления нагара, коррозии, старой краски, окислов. Для механической очистки используют круглые и торцовые щетки с электрическим или пневматическим приводом.

Очистку абразивами применяют для удаления нагара, коррозии, окислов, старой краски. Абразивы направляются струей воздуха или воды. Загрязнение с черных и цветных металлов удаляют твердыми абразивами (кварцевый песок, металлическая крошка из отбеленного чугуна или алюминия, косточковая крошка из скорлупы орехов, косточек персиков, абрикосов, алычи и т. д.). Мягкие абразивы (кукурузная крупа, порошок окиси алюминия) используют главным образом для очистки деталей с электрической изоляцией и из легких металлов.

Для очистки поршней от нагара наиболее эффективен метод очистки косточковой крошкой и стеклошариками. Стеклошарики диаметром 1,5—2 мм подаются на очищаемую поверхность сжатым воздухом в течение 1—2 мин, после чего поршень обмывают в моечной ка-

мере водой с добавлением кальцинированной соды при температуре 80—85 °С.

Физико-химическая очистка основана на размягчении и растворении загрязнения химическими растворителями и последующего смывания его с деталей. При химической очистке используются водные растворы: щелочные (каустическая и кальцинированная сода, едкое кали) для очистки обычного загрязнения, масляных отложений, нагара и кислотные (соляная, серная, фосфорная и другие кислоты) для удаления накипи, ржавчины, окислов. Там, где загрязнения не поддаются очистке щелочами, или там, где нельзя применять щелочь вследствие ее агрессивности, применяют органические растворители (керосин, бензин, уайт-спирит, трихлорэтилен, четыреххлористый углерод и т. п.).

Широкое применение находят поверхностно-активные вещества (ПАВ) в сочетании с неорганическими и органическими добавками. Качественная очистка нагарообразований, накипи и масляных отделений обеспечивается в расплаве солей и щелочи. Очистку деталей механического оборудования (рам тележек, колесных пар, деталей рессорного подвешивания и т. п.) производят в моечных машинах струйного типа. Здесь химическое действие раствора сочетается с динамическим воздействием его струи. В первой камере машины слой загрязнения омывается и размягчается под химическим воздействием 2—3%-ного раствора каустической соды, а во второй—под действием струи воды, подогретой до температуры 80—90 °С; удаляются остатки загрязнений.

Внутренние полости трубопроводов очищают погружением в ванну с 8—10%-ным раствором каустической соды, подогретым до температуры 70—80 °С на 8—10 ч. После промывания в воде трубы погружают на 5 ч в раствор соляной кислоты. Водяные и масляные секции, а также теплообменники очищают растворами соляной кислоты (удаление накипи) и каустической соды (удаление масляных отложений). Для внутренней очистки воздушных резервуаров и топливных баков применяют острый пар.

Способ очистки ультразвуком заключается в том, что у очищаемых поверхностей деталей создается интенсивное колебание раствора за счет ударных волн, возникающих при пропускании через раствор ультразвука. Под действием раствора и гидравлических ударов жировая пленка на поверхности детали разрушается, загрязнения превращаются в эмульсию и уносятся с раствором. Для очистки деталей от ржавчины применяют преобразователи и очистители ржавчины, выпускаемые химической промышленностью.

71. Освидетельствование и проверка деталей

Освидетельствование деталей и сборочных единиц необходимо для определения степени их повреждения и объема ремонта. Выявление повреждений (дефектов) начинается еще до

разборки тепловоза и очистки его агрегатов. На слух и по отдельным признакам можно заранее определить некоторые виды неисправностей. Так, например, по стуку при работе дизеля можно сказать о появившихся зазорах в подшипниках; по шумности работы зубчатой передачи сказать о характере износа зубьев; по следам натертости и смещения в болтовых соединениях — об их ослаблении; по наличию ржавчины (пыли), выступившей по зазорам между совместно работающими деталями на их наружную поверхность, — об износе элементов соединения; по жгуту пыли на поверхности детали — о наличии трещины и т. д. Окончательную же количественную оценку степени повреждения деталей дают после очистки и разборки сборочных единиц путем визуального осмотра, измерения и дефектоскопирования.

Измерение деталей. Износ деталей определяют приборами и мерительными инструментами. Наиболее распространен контактный способ измерения при помощи микрометров, микрометрических нутромеров и глубиномеров, индикаторных нутромеров, которые обеспечивают точность измерения до 0,01 мм. Для измерения с точностью до 0,01 мм применяют рычажные микрометры, индикаторные скобы и миниметры. Широкие пределы измерений микрометрических инструментов достигаются применением сменных наконечников и удлинителей.

Из штангенинструментов для измерения используются штангенциркули, штангенрейсмусы, штангенглубиномеры, штангензубомеры. Эти средства измерения имеют штангу, на которой нанесена основная шкала и отсчетное устройство с нониусом. Точность измерения этими инструментами от 0,1 до 0,02 мм. Для измерения зазоров в соединениях широко применяются щупы. При измерении некоторых деталей используют калибры (простые и конусные).

В практике технического обслуживания в последнее время широко применяют косвенные методы определения износов, при которых искомый из-

нос оценивается пересчетом результатов измерения другой величины, связанной с износом определенной зависимостью. Так, например, по степени загрязнения масла в картере дизеля продуктами износа можно дать общую оценку скорости износа вкладышей подшипников. Правда, дать количественную оценку износа и определить его характер в данном случае не представляется возможным, но зато этот способ позволяет контролировать состояние деталей в нормальной эксплуатации и определять наступление ненормального (аварийного) износа, не прибегая к разборке дизеля. Еще один косвенный способ — интегральный, основан на сравнительной оценке изменения так называемых «служебных свойств» деталей или трущихся пар. Чаще всего за критерий «служебных свойств» принимают характер изменения давления или расхода рабочего тела (воздуха, топлива, масла). Например, об износе деталей цилиндропоршневой группы дизеля судят по уменьшению компрессии в цилиндре при опрессовке сжатым воздухом или по увеличению расхода масла на «угар»; об износе плунжерной пары топливного насоса — по увеличению утечки топлива между ее деталями; об износе отверстий распылителя форсунки — по расходу воздуха или топлива.

Методы контроля деталей. При ремонте тепловозов применяют следующие методы контроля деталей: визуальный, акустический, ультразвуковой, дефектоскопии (цветной и магнитной) и гидравлическое испытание (опрессовка). *Визуальный метод* заключается в осмотре деталей невооруженным глазом или через лупы 5—10-кратного увеличения, а также через микроскопы. *Акустический метод* основан на различии тонов звука при обстукивании исправных деталей и деталей с трещинами, с нормальной, ослабленной посадкой и т. д. Акустический метод с применением современных измерительных приборов начинает широко использоваться для технической диагностики сборочных единиц без разборки.

Примером может служить виброакустический метод диагностирования колесно-моторных блоков. С помощью специальной установки выявляют дефекты якорных и буксовых подшипников (раковины, выбоины и др.), определяют радиальные зазоры в моторно-осевых подшипниках, износ и излом зубьев шестерен тягового редуктора.

Метод опрессовки, при котором полость детали заполняют под определенным давлением жидкостью (водой, керосином, топливом, маслом) или воздухом, позволяет выявить повреждения в виде трещин, раковин, пор. Для эффективности испытаний опрессовочную жидкость подогревают до температуры 60—75 °С. При этом жидкость становится более текучей и быстрее размягчаются загрязнения, закупоривающие поры и трещины.

Цветная дефектоскопия применяется для контроля состояния деталей из металлов и пластмасс, имеющих пороки, выходящие на поверхность. В основе метода лежит способность определенных жидкостей, имеющих высокую способность смачивания металла, слабое поверхностное натяжение и малую вязкость, проникать в самые тончайшие трещины деталей. Деталь после погружения в такую жидкость высушивают и покрывают мелким сухим микропористым порошком силикагеля, каолина или мела. Если деталь имеет трещину, то проникающая жидкость из нее под действием капиллярных сил заполняет микропоры силикагеля (каолина или мела), который действует как промокательная бумага. В результате над трещиной появляется цветная линия, копирующая форму и размеры трещин. По ширине этой линии (жилки) судят о глубине трещины: чем она шире, тем глубже трещина. В качестве проникающей жидкости может служить смесь из 80 % керосина, 20 % скипидара и 15 г краски «Судан IV» на 1 л смеси.

Магнитная дефектоскопия применяется для контроля деталей из металлов, которые могут быть намагничены. Этот метод позволяет обнаружить усталостные и закалочные тре-

щины, волосовины, включая и другие пороки металла, выходящие на поверхность. Сущность метода заключается в нанесении ферромагнитного порошка на поверхность детали и последующего ее намагничивания. Если в детали имеется трещина либо какой-нибудь порок, выходящий на поверхность, то процесс намагничивания сопровождается концентрацией магнитных силовых линий на заостренных кромках трещины, и в этих местах частицы порошка будут скапливаться и указывать очертание трещины или раковины. Наибольшее распространение в условиях локомотивного депо получили магнитные дефектоскопы соленоидного типа переменного тока — круглые ДГЭ-М, седлообразные ДГС-М и настольные ДГН.

Места детали, подвергаемые магнитному контролю, зачищают до металлического блеска от смазки, пыли и коррозии. Поливая смесью керосина с магнитным порошком на проверяемую деталь, одновременно включают дефектоскоп. В случае скопления на каком-либо участке магнитного порошка в виде характерной темной жилки, указывающей на наличие трещины, это место протирают и вторично проверяют, но более внимательно.

Чтобы исключить опасности притягивания на трущиеся поверхности стальных опилок, проверенные детали размагничивают, для чего включенный дефектоскоп постепенно отводят на расстояние 1—1,5 м и затем только выключают.

Ультразвуковая дефектоскопия применяется для отыскания глубинных пороков, которые не могут быть обнаружены магнитными дефектоскопами. Этот вид дефектоскопии основан на свойстве ультразвуковых колебаний с частотами выше 20 000 Гц проникать в толщу твердого или жидкого тела и отражаться от границ раздела двух сред (воздух—металл, инородные включения—металл, жидкость—газ и т. д.). Для ультразвукового контроля в депо применяют дефектоскопы УЗД-64 и шупы (искатели) различной конфигурации в зависимости от формы, размеров и материала проверяемой детали. Наиболее существенным достоинством метода является возможность выявления глубинных дефектов как у отдельных деталей, так и у сборочных единиц независимо от материала, из которого они изготовлены. Например, можно выявить дефекты в подступичных частях оси у сформированной колесной пары, на шейках коленчатого вала, не снятого с дизеля, зубьях тягового редуктора, находящегося под тепловозом.

Ультразвуковой способ дефектоскопии может быть использован для отыскания не только глубинных трещин, но и на поверхности. Однако этот способ имеет ограниченную чувствительность, и им можно обнаружить трещину на поверхности детали шириной лишь более 0,5 мм.

Глава XXIII. **РЕМОНТ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВЗОВ**

72. Рама тележек

Рама тележки — это один из самых надежных и долговечных элементов экипажной части, но ее необходимо внимательно осматривать в эксплуатации. Среди возможных повреждений рам тележек могут быть: трещины в сварных соединениях, в местах концентрации нагрузок (при резких переходах от одного сечения к

другому, в местах приварки шкворневых и концевых балок и вварки кронштейнов буксовых поводков, в углах буксовых вырезов); трещины в корпусках опорно-возвращающих устройств; изнашивание наличников челюстей букс; изнашивание опорных каблучков пружинной подвески двигателей; изнашивание клиновых вырезов в кронштейнах крепления буксо-

вых поводков; ослабление натяга подбуксовых струнок и др.

Наиболее трудоемка в ремонте рама челюстной тележки тепловоза ТЭМ2, у которой значительно больше мест, подверженных изнашиванию. Много хлопот в эксплуатации и в ремонте доставляют наличники буксовых вырезов. Появление зазоров между буксами и рамой тележки в продольном и поперечном направлениях нарушает ориентацию колесных пар в раме тележки, приводит к нежелательным рывкам и ударам, еще более усугубляющим изнашивание. Причем изнашивание наличников, как правило, неравномерно как по ширине и высоте, так и между собой.

Смену наличников буксовых вырезов и проверку их положения в раме тележки производят при текущем ремонте ТР-3. Однако нередко предельный износ наличников наступает раньше срока и это вызывает необходимость замены наличников без выкатки тележек из-под тепловоза.

Раму тележки проверяют либо с помощью линейки и крестового угольника, либо оптическими приборами (зрительной трубой). Процесс проверки рамы сводится к определению величины смещения поверхностей узких (боковых) и широких наличников буксовых вырезов друг относительно друга и относительно продольной оси рамы тележки. Наличники к вырезам рамы крепят электрозаклепками и прерывистым швом по периметру, не допуская выступание шва над поверхностью наличника.

Пригонку струнок ведут шабером по краске, обеспечивая равномерное распределение пятен краски. Перед окончательной затяжкой болтов крепления струнки в зазор между каблучками рамы и стрункой вставляют прокладки и затягивают. Потерявшие натяг струнки подвергаются магнитному контролю. Наличие трещины в любой ее части требует замены струнки.

При износе втулки шкворневого гнезда выше допустимой нормы ее заменяют. Гнездо проверяют на плотность керосином с выдержкой 20 мин. Проверяют также систему смазыва-

ния шкворня на прохождение масла. Детали роликовых опор проверяют на отсутствие трещин.

Трещины в сварных швах и местные износы устраняют сваркой. Если проводились сложные сварочные работы, то это записывают в паспорте тепловоза и прилагают соответствующие эскизы. Опорные каблучки пружинной подвески двигателя восстанавливают наплавкой и последующей шлифовкой наждачным кругом, обеспечивая размер между каблучками $(303 \pm 0,5)$ мм. Иногда восстановление этого размера осуществляют приваркой сменных накладок.

У рам тележек тепловозов 2ТЭ10В и ТЭП70 проверяют правильность расположения клиновых пазов, применяя оптические приборы. Обнаруженное изнашивание и обмятие клиновых пазов устраняют опиловкой поверхностей таким образом, чтобы прилегание конусных поверхностей паза и хвостовика валика поводка было не менее 50 %. При этом зазор между дном паза и хвостовиком валика должен быть не менее 2,5 мм.

73. Колесные пары

В эксплуатации возможны следующие неисправности колесных пар: износ бандажей по кругу катания и гребня, выщербины и раковины на поверхности катания бандажей, ослабление посадки бандажа на колесном центре, ослабление бандажного кольца в пазу бандажа, трещины и излом бандажей, трещины в оси, износ моторно-осевых шеек, повреждение зубчатого колеса, ослабление пальцев привода на колесном центре, ослабление посадки фланцев привода на полом валу и трещины по сварке, забоины и наклеп оси полым валом из-за нарушения его центровки и некоторые другие.

Нередки случаи появления на поверхности катания бандажей ползунов и выбоин в результате заклинивания колесных пар при неправильном торможении, изломе зубьев тяговой передачи, разрушении якорных и

буксовых подшипников. Длительные режимы торможения при большом усилии прижатия колодок разогревают бандажи до высокой температуры, а резкое охлаждение приводит к появлению на бандаже мелких закалочных трещин.

Ослабление бандажа и его проворот могут произойти из-за недостаточного натяга при посадке на колесный центр или из-за нарушения режимов торможения (торможение с сильным разогревом бандажей, отпуск тормозов и снова резкое торможение).

Трещины в оси колесной пары могут возникать в местах переходов от одного сечения к другому из-за нарушения плавности переходов при обработке, в местах посадки внутренних колец роликоподшипников и колесных центров, в шейках моторно-осевых подшипников. Эти места являются зонами повышенной концентрации напряжений. Трещины в шейках моторно-осевых подшипников появляются, как правило, при сильном нагреве подшипников из-за отсутствия смазки. Особенно опасно в таких случаях резкое охлаждение подшипников водой или снегом.

Колесные пары непосредственно влияют на безопасность движения, поэтому большое значение имеют меры по предупреждению повреждений. Для этого колесные пары подвергаются систематическим осмотрам и проверкам. Порядок осмотра, освидетельствований, ремонта, требования к колесным парам определены Инструкцией по освидетельствованию, ремонту и формированию колесных пар локомотивов № 2306 ЦТ 1964 г.

В процессе эксплуатации и при ремонте колесные пары подвергаются осмотру, обыкновенному освидетельствованию и полному освидетельствованию. Осмотр колесной пары под тепловозом производят при всех случаях осмотра тепловоза в депо, при выезде из депо под поезд, при смене локомотивной бригады, при техническом обслуживании и т. д. При этом проверяют состояние доступных для визуального осмотра и обстукивания частей колесной пары. Обращается внимание

на плотность посадки бандажа (нет ли смещения меток на бандаже относительно меток колесного центра, чистый ли звук); на состояние поверхности катания бандажей (целостность бандажа, отсутствие ползунов, выбоин, раковин и наслоений, наплывов металла на бандаже, отсутствие остроконечного наката и прочих повреждений). Не реже одного раза в месяц у всех колесных пар парка тепловозов специальными шаблонами (рис. 229) измеряют прокат, толщину гребня и бандажа.

Обыкновенное освидетельствование колесных пар производят перед каждой подкаткой их под тепловоз, в том числе и при текущем ремонте ТР-3. Освидетельствование ведут при снятых буксовых подшипниках и тяговых электродвигателях. После визуального осмотра измерением определяют размер и характер износа бандажей, с помощью магнитного дефектоскопа проверяют, нет ли трещин в шейках буксовых и моторно-осевых подшипников, в галтелях и в средней части оси. У колесных пар, имеющих полый вал (ТЭП70), проверяют отсутствие у него трещин в местах под моторные подшипники, а также в пальцах привода.

Полное освидетельствование колесные пары проходят при среднем и капитальном ремонтах, смене бандажей, ремонте с распрессовкой элементов, при неясности или отсутствии знаков последнего освидетельствования, повреждении колесных пар после аварии или крушения. При полном освидетельствовании колесную пару очищают от грязи и краски до металла, подступичные части проверяют ультразвуковым дефектоскопом, заменяют изношенные или дефектные элементы. После освидетельствования на левый торец оси колесной пары (правый занят клеймами завода-изготовителя) наносятся клейма и знаки освидетельствования [номер пункта, производившего освидетельствование, дата (месяц, год), клейма приемки]. Результаты освидетельствования записывают в специальный журнал и технический паспорт колесной пары, в который за-

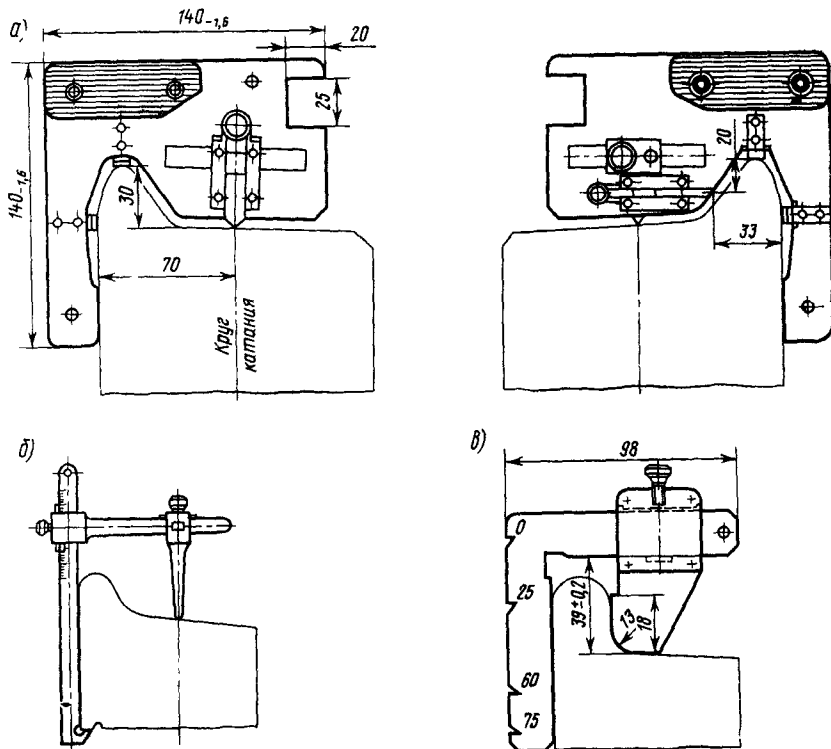


Рис. 229. Шаблоны для измерения бандажей колесных пар:

а — для измерения проката и толщины гребня; б — толщины бандажа; в — для измерения вертикального подреза гребня

носят также все данные, связанные с ее изготовлением и эксплуатацией.

Освидетельствование колесной пары с выпрессовкой оси производится во всех случаях неразрушающим ультразвуковым дефектоскопом при полном освидетельствовании, при спрессовке двух колесных центров, при отсутствии или неясности клейм формирования и если колесная пара не прошла полного освидетельствования в необходимые сроки. Подступичные части выпрессованной оси проверяют магнитным дефектоскопом и производят все работы, предусмотренные для полного освидетельствования.

Ремонт колесных пар. В зависимости от объема различают два вида ремонта колесных пар: без смены и со сменой элементов. В условиях депо производят в основном только обточку бандажей, а также обточку, накатку и шлифовку шеек для устранения износа.

Бандажи обтачивают на специальных станках с выкаткой и без выкатки колесных пар из-под тепловоза. При ремонте ТР-3 бандажи обтачивают на колесно-токарных станках, снабженных гидроконтрольным устройством. В условиях депо прокат бандажей без выкатки колесных пар устраивают на специальных колесно-фрезерных станках КЖ-20 с наборной фрезой. Станок располагают в специальной канаве со съёмными рельсовыми вставками.

Изношенную поверхность гребня восстанавливают электронаплавкой. Наплавка изношенных гребней позволяет примерно в полтора раза сократить снятие металла с бандажа при его обработке для получения нормального профиля и продлить срок службы бандажа. Выбоины (ползуны) на поверхности катания бандажа устраняют обточкой или электронаплавкой (для пассажирских тепловозов на-

плавку производить не разрешается) После механической обработки бандаж тщательно осматривают и дефектоскопируют.

Задиры на шейках оси устраняют обточкой и шлифовкой с последующей накаткой. Уменьшение диаметра шеек оси под моторно-осевые подшипники допускается не более 12 мм, а полого вала — не более 5 мм. Продольные трещины на полом валу в любом его месте, задиры глубиной до 0,5 мм зачищают с плавным переходом на поверхность.

74. Ревизия букс

В процессе эксплуатации и ремонта за буксами необходимо систематически ухаживать и проводить их ревизию. Различают промежуточную и полную ревизию букс. Промежуточную ревизию букс выполняют на ТР-2. При этом осматривают буксы, проверяют состояние уплотнений, вскрывают крышки и снимают торцовые упоры, проверяя состояние трущихся поверхностей упоров и торцов оси, состояние войлочного фитиля. Наружным осмотром определяют состояние крайнего роликоподшипника и шарикового подшипника у бесчелюстных букс крайних осей.

Выборочно берут на лабораторный анализ смазку из одной буксы. Если смазка окажется загрязненной, проверяют смазку в остальных буксах и заменяют ее, если обнаружат недопустимые отклонения от установленных показателей.

При техническом обслуживании локомотивные бригады проверяют надежность болтовых креплений, нет ли трещин в корпусах и крышках букс, чрезмерных зазоров в буксовых направляющих, ослабления и расслаивания резины торцовых амортизаторов буксовых поводков, повышенного нагрева подшипников.

При обнаружении ненормального нагрева подшипников машинист должен убедиться в возможности дальнейшего следования с поездом на пониженной скорости, следя за неисправным узлом. Во избежание появ-

ления трещины в шейке оси запрещается применять искусственное охлаждение подшипников (водой или снегом).

Полная ревизия букс может быть первого или второго объема. Ревизия первого объема производится при текущем ремонте тепловоза ТР-3, а также во всех случаях обнаружения каких-либо неисправностей, влекущих разборку буксы, и при наличии на поверхности катания бандажа ползуна глубиной более 1,5 мм. При ревизии первого объема производится снятие букс с шеек колесной пары и полная их разборка. Внутренние кольца подшипников и лабиринтное кольцо в данном случае с шейки оси не снимаются.

Ревизию второго объема выполняют при полном освидетельствовании колесной пары и во всех случаях выявления дефектов, которые нельзя устранить при ревизии первого объема. При ревизии второго объема производится полная разборка буксы со снятием внутренних колес подшипников дистанционного и лабиринтного колец. Внутренние кольца подшипников, дистанционные и лабиринтные кольца снимают индукционным нагревателем.

После очистки деталей подшипников их тщательно осматривают и измеряют. Обращают внимание на состояние поверхности дорожек качения и бортов. Особое внимание следует уделить выточкам в бортах наружных колец и в лабиринтном кольце, где могут возникнуть трещины. У сепараторов проверяют, нет ли трещин в местах сопряжения перемычек с основанием, недопустимых износов, ослабших или оборванных заклепок. После осмотра подшипников их измеряют для определения радиального зазора, осевого разбега, диаметра отверстия внутренних колец под посадку на шейку оси, зазора плавания сепаратора. Натяг внутренних колец подшипников, а также лабиринтных колец восстанавливают путем осталивания, цинкования или нанесения клея ГЭН-150 (В). Клей в данном случае применяется по специальному разрешению и только при ремонте букс в депо.

Перед сборкой буксового узла подшипника проверяют на легкость вращения и подбирают попарно по радиальному зазору и осевым разбегам. При сборке буксы внутреннее пространство роликоподшипников заполняют консистентной смазкой ЖРО в количестве 1,5 кг. Собранная букса должна поворачиваться на шейке оси и перемещаться вдоль нее свободно от руки. Целесообразно не раскомплектовывать буксовые узлы с колесной парой.

75. Элементы тягового привода

Зубчатая передача. Возможные неисправности передачи: износ, трещины, сколы и питтинговое выкрашивание зубьев. Иногда наблюдаются трещины в ободе зубчатого колеса и случаи проворота шестерни на валу якоря двигателя. У зубчатых колес с упругой связью венца со ступицей (УСЗК), помимо перечисленных дефектов, встречаются разрушения резинометаллических элементов, изнашивание отверстий под упругие элементы, изнашивание и ослабление заклепочных соединений и излом ограничительных колец, изнашивание роликов и их беговых дорожек, изнашивание и выпадание стопорных колец. Следует отметить, что при упругой передаче трещины, сколы, выкрашивание зубьев встречаются довольно редко, а изнашивание увеличивается в полтора-два раза медленнее, чем у зубьев жесткой передачи.

Для освидетельствования и ремонта УСЗК разбирается при текущем ремонте ТР-3. После разборки УСЗК обследуются на пригодность к дальнейшей эксплуатации упругие элементы. Бракуются элементы с разрушенными резиновыми втулками, с подрезом и выкрашиванием с торцов на глубину более 3 мм, с проворачиванием резинометаллических втулок на валике от руки, с радиальными трещинами. Беговые дорожки роликов на венце и ступице осматривают и дефектоскопируют. Измеряют диаметральный зазор между роликами и беговыми дорожками венца и ступицы. Зазор более 1,5 мм не допускается.

Огранка роликов (лыски) более 5 мм также не допускается. При изнашивании отверстий в венце и боковых фланцах более 2 мм (разность между измеренным в тангенциальном направлении диаметром отверстия и номинальным диаметром 70 мм) зубчатое колесо бракуют.

Места износа ограничительных колец наплавляют сваркой и зачищают наждаком, ослабление заклепочных соединений устраняют приваркой заклепок к кольцу. Изношенные стопорные кольца заменяют. При собранном УСЗК допускается небольшой (не более 3 мм) поперечный разбег венца — свободное перемещение от руки.

Зубья зубчатого колеса и шестерни осматривают, замеряют и дефектоскопируют. Износ зубьев у передачи с $m=10$ мм замеряют штангензубомером на высоте 10,7 мм у зубчатых колес и 11,3 мм у шестерен. При уменьшении толщины зуба в этом сечении более 3 мм зубчатое колесо и шестерню бракуют. Среднее значение (толщины зубьев новых шестерни и зубчатого колеса соответственно равны 16,7 мм и 16 мм). Износившиеся «на острие» (шестерни передачи $m=11$ мм) шестерни также заменяют независимо от износа по толщине.

Напльвы металла у вершин зубьев и торцов устраняют опилкой. Трещины, раковины, сколы и выкрашивание у зубьев не допускаются. Разрешается допускать к эксплуатации выкрашивания площадью не более 10 % рабочей поверхности и располагающиеся не далее 15 мм от торца зуба.

При замене шестерни на валу двигателя ее снимают специальным маслосъемником или индукционным нагревателем. Новую шестерню притирают на коническом хвостовике вала якоря и проверяют по краске. Прилегание должно быть не менее 70 % площади поверхности. Надежная посадка обеспечивается, если холодная шестерня не доходит до упора в бурт 1,5 мм (натяг 1,35 мм). Нагревают шестерню до 120—150 °С в масле или нагревателем.

Кожух зубчатого редуктора. Возможна течь кожуха в результате обра-

зования трещин либо течь через уплотнения. Трещины в кожухе, как правило, появляются по сварочным швам и являются результатом вибрации при ослаблении крепления кожухов к двигателю. Трещины могут появляться также вследствие неправильной технологии при сварочных работах. Если сварка велась без предварительного подогрева, в сварочных швах могли появиться внутренние остаточные напряжения, которые могли способствовать появлению и развитию трещин. Иногда наблюдаются разрушения кожуха вследствие задевания его зубчатым венцом при неправильной установке кожуха или при повреждении ограничительных колец УСЗК. После очистки кожуха редуктора его осматривают для выявления трещин, вмятин и пробоин. После сварочных работ плотность кожуха проверяют наливом керосина на 10—15 мин.

Моторно-осевые подшипники. Надежность подшипников зависит от условий их смазывания, даже кратковременные перерывы в подаче смазки могут привести к чрезмерному нагреванию подшипников и даже задиру и разрушению. Прекращение подачи смазки может наступить при отсутствии масла в смазочных камерах, загорании концов пакетов фитилей пальстера при нагревании или засаливание их попавшей смазкой из кожуха тягового редуктора, смерзания фитилей вследствие попадания в смазочные камеры влаги. Усугубляет плохие условия смазывания перекося двигателя на оси колесной пары из-за зазоров в подшипниках. Так как вкладыши находятся в жестком корпусе двигателя, то подшипники при перекося двигателя относительно оси колесной пары будут работать одной стороной (буртовой). При этом удельные нагрузки из-за уменьшения площади контакта повышаются и тем самым ухудшаются условия смазывания в контакте. Повышение удельных нагрузок ведет к интенсивному изнашиванию подшипников, а это в свою очередь увеличивает радиальный зазор и, следовательно, перекося, что еще больше усугубляет

тяжелые условия работы подшипников.

Для обеспечения надежной работы подшипников за ними в эксплуатации должен быть установлен систематический уход. При каждом техническом обслуживании ТО-2 производится слив конденсата из ванн, оттаивание льда (зимой), дозаправка осевого масла до верхней риски масломерного щупа. При температуре наружного воздуха ниже 0°C масло подогревают до температуры $50\text{--}80^{\circ}\text{C}$. При техническом обслуживании ТО-3 берут пробу масла из смазочных камер со стороны редуктора. В случае загрязнения масло заменяют, а пальстерные пакеты промывают и пропитывают, зимой промывку пальстеров делают на каждом ТО-3 независимо от загрязненности. Промывку, просушку, сборку и пропитку пальстерных пакетов производят на специальных участках, обеспечивающих качество промывки. При постановке пальстерных пакетов нужно следить, чтобы пальстер прижимался к оси колесной пары (силой 50 Н) всей своей рабочей поверхностью и обеспечивалось свободное без заедания его перемещение в направляющих. Выступление пальстера из коробки должно быть равно (20 ± 1) мм, при этом и фитили относительно войлочных пластин должны выступать на 3—5 мм. Для предупреждения замерзания конденсата в смазочных камерах туда зимой (при температуре ниже -10°C) добавляют антифриз.

Ослабление крепления шапок моторно-осевых подшипников может привести к износу постелей в корпусе двигателя, а также к овализации самих подшипников. Поэтому нужно своевременно крепить болты шапок подшипников. Момент затяжки болтов — 1260—1440 Н·м.

Систематически при текущих ремонтах ведут контроль износа вкладышей подшипников. Диаметральный зазор между вкладышами подшипников и осью допускается в эксплуатации и при выпуске из ремонта ТР-2 не более 2 мм, а из ТР-3 — 1,2 мм. При постановке новых вкладышей зазор должен находиться в пределах 0,4—

0,8 мм. Разность зазоров в подшипниках одного колесно-моторного блока при выпуске из ремонта ТР-3 допускается не более 0,3 мм.

Изношенные (без трещин) вкладыши восстанавливают одним из следующих способов: наплавкой бронзовым электродом ОЦС 4-4-17 внутренней поверхности вкладышей и поверхности буртов; электролитическим омеднением или наплавкой наружной поверхности; обжатием вкладышей под прессом и заливкой их наружной поверхности и буртов алюминием или цинко-алюминиевым сплавом ЦАМ 9-1,5. При монтаже новых подшипников между шапками и корпусом двигателя устанавливают регулировочные прокладки толщиной 0,35 мм. При необходимости на последующих ТУ-3, ТР-1, ТР-2 толщину этих прокладок уменьшают, тем самым снижают зазор «на масло» в подшипниках.

Пружинная подвеска двигателя. В эксплуатации необходимо следить за состоянием подвески, не допуская предельного изнашивания накладок. Износ сменных пластин можно установить по увеличению зазора между нижним носиком двигателя и нижней обоймой пружинной подвески. Зазор более 10 мм не допускается. Сменные накладки вырезают из рессорных листов и приваривают по всему периметру обойм или носика. Пружины с трещинами, отломанными витками, заменяют. Уменьшение высоты пружины против иертежного размера допускается не более 6 мм. Собранный подвеску обжимают до высоты $(303 \pm \pm 0,5)$ мм и стягивают болтами. После установки на место болты распускают до упора гаек в шпильты.

Элементы опорно-рамного подвешивания двигателей. В сборочных единицах крепления двигателя на раме тележки в эксплуатации (особенно с высокими скоростями) могут появиться трещины в опорных кронштейнах рамы тележки, а также в кронштейнах двигателя. Трещины могут появиться по двум причинам: эпизодическими ударами массы колесной пары об остов электродвигателя при выборе радиального зазора между осью и

полым валом привода и высокочастотными вибрациями двигателя на опорах. Первый фактор вызывается нарушением центровки полого вала относительно оси и дополнительным прогибом рессорного подвешивания (из-за крена) при входе тепловоза с большой скоростью в кривые. Второй — ослаблением болтового соединения опорных кронштейнов двигателя с кронштейнами рамы. Ослабление крепления объясняется наличием горизонтального зазора в коническом соединении (опорных кронштейнов двигателя с опорами (рис. 230), который у нового тепловоза обычно равен 1—1,5 мм. В процессе эксплуатации при ослаблении болтов и несвоевременном их креплении первоначальный люфт приводит к выработке конического соединения, что лишает двигатель полноценной фиксации на опорах. Высокочастотные вибрации, вызванные пересопряжением зубьев тяговой передачи, усиливаются в ослабших соединениях и передаются на кронштейны подвешивания.

Во избежание перечисленных выше неисправностей необходимо своевременно крепить болты узлов крепления двигателей к раме тележки и периодически восстанавливать изношенные опорные гнезда соединений, не допус-

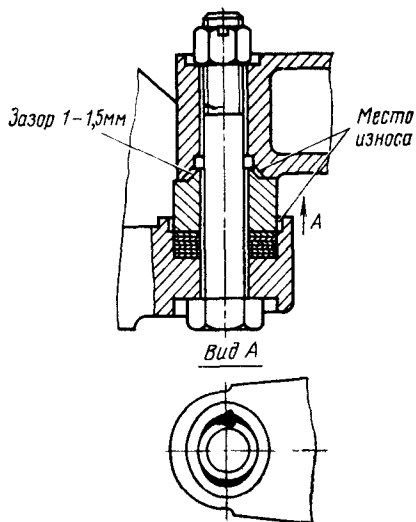


Рис. 230. Овальная разработка конического соединения опор двигателя с кронштейнами рамы при наличии первоначального зазора

кая зазоров в них при выпуске из ремонта.

У тепловозов ТЭП70 начиная с восьмого номера необходимо своевременно следить за креплением клинкового соединения двигателей и за состоянием передней подвески. В клиновом соединении при полной затяжке болтов должен оставаться зазор не менее 2 мм между валиком и дном клиновых пазов в приливах двигателя. У стержня подвески проверяют состояние резьбы и наличие трещин. Изношенную втулку подвески заменяют.

Эластичная передача. Надежность эластичной передачи при опорно-рамном подвешивании двигателей в основном определяется состоянием его резинометаллических шарниров. На тепловозах ТЭП60 и ТЭП70 (первые семь тепловозов) шарниры привода, претерпевая сложный вид деформации, выходят из строя, из-за изнашивания внутренних поверхностей запрессованной резиновой втулки. При объемном износе втулки, равном примерно 15 %, наступает предельное состояние шарнира, при котором требуется его замена. Разрушение хотя бы одного шарнира ведет к снятию эластичной муфты с тепловоза. Этот процесс трудоемок. Он требует снятия буксы с колесной пары, буксовых поводков, пружин рессорного подвешивания. Поэтому очень важно смену шарниров эластичной передачи приурочивать к ремонту, при котором производится разборка тележки. Для того чтобы исключить случаи межпоездных ремонтов эластичной передачи, следует наладить ее качественную диагностику и ремонт при текущем ремонте ТР-3, а также заводских ремонтах. В эксплуатации разрушение резины шарниров обнаруживают по перекосу поводка в эластичной муфте, видимому из смотровой канавы (у средних колесных пар перекос может быть обусловлен поперечным разбегом оси) и по его поперечному люфту (более 2 мм). Убедиться в факте разрушения можно, если отвернуть болты крепления поводков на пальцах привода и снять упорные шайбы с пальцев — неконцентричность пальца в резиновой втулке свидетельствует об

износе втулки (износ втулки, как правило, односторонний).

На текущем ремонте ТР-3 эластичные муфты снимают с колесной пары и освидетельствуют. При этом проверяют состояние резины шарниров, прочность их запрессовки в тяге, степень износа шпоночных соединений и проушин траверсы, наличие трещин в траверсе.

При оценке годности бывших в эксплуатации и новых шарниров эластичной муфты руководствуются следующими признаками, по которым шарниры бракуются:

наличие концентрических, почти переходящих друг в друга трещин старения на торцах втулок;

уменьшение длины резиновой втулки в ее арматуре вследствие износа более 12 мм;

осевое смещение внутренней металлической втулки относительно наружной более 2 мм;

значительный перекосяк внутренней металлической втулки относительно наружной (разность по толщине резиновой втулки в диаметрально противоположных направлениях более 3 мм);

наличие на торцах местных выпучиваний резины, выходящих за пределы стальных втулок.

Браковке подлежат также шарниры со следами механической обработки резиновой втулки, которую иногда могут производить для устранения брака при формировании. Такая обработка способствует быстрому разрушению резины вследствие создания в наиболее напряженных местах резиновой втулки опасных очагов.

Перед запрессовкой шарниров в отверстия тяг у них определяется жесткость на скручивание в специальном приспособлении с использованием динамометрического ключа (моментомера) (рис. 231). Установлено пять градаций жесткости шарниров при скручивании на 5° . Наименьшее значение этой жесткости — 35 Н·м/град, наибольшее — 60 Н·м/град.

При сборке эластичных муфт необходимо следить, чтобы в тяги поводков муфт одной колесной пары были запрессованы шарниры одной града-

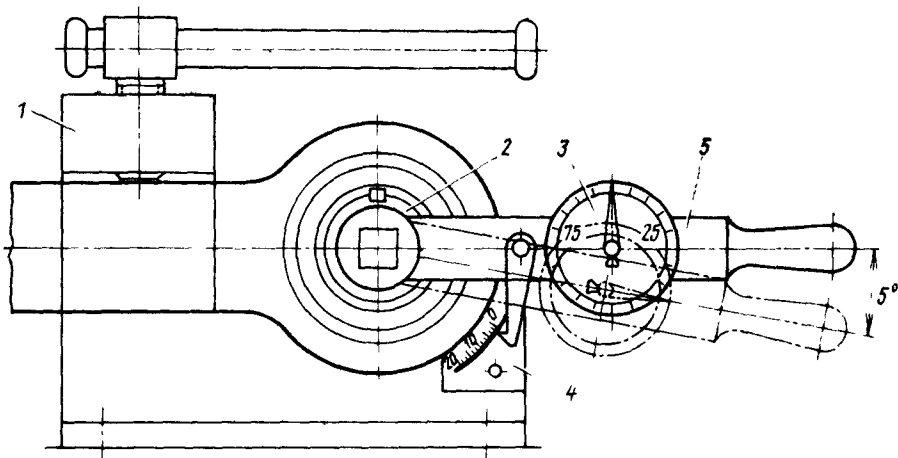


Рис. 231. Проверка резинометаллических шарниров на скручивание:

1 — трубка для закрепления поводка, 2 — валы со шпонкой и квадратным хвостовиком; 3 — моментомер; 4 — шкала в градусах; 5 — ручка

ции жесткости. Это необходимо затем, чтобы обеспечить равное нагружение шарниров. В случае если в муфте окажется хотя бы один слабый шарнир (с малой жесткостью), он первым быстро выйдет из строя, что повлечет постановку тепловоза в межпоездной ремонт.

При капитальных ремонтах необходимо восстанавливать до альбомных размеров проушины траверсы шпоночные пазы, не допуская люфтов в соединениях.

В тяговом приводе тепловоза ТЭП70 (начиная с восьмого номера) резинометаллические шарниры работают в значительно лучших условиях, нежели в приводе тепловоза ТЭП60. Объясняется это тем, что шарниры в первом случае испытывают практически только деформации в радиальном направлении, тогда как во втором случае они испытывают дополнительно деформации скручивания, которые являются наиболее неблагоприятными для шарниров.

Сборка колесно-моторного блока и обкатка. Отремонтированный двигатель с шестерней устанавливают на подставке горловинами вверх. В постели укладывают по маркировке шпонки и вкладыши подшипников. Колесную пару укладывают краном в горловину двигателя, сверху укладывают верхние вкладыши, ставят регу-

лировочные прокладки и закрывают крышками (шапками). После окончательной затяжки болтов проверяют осевой разбег колесной пары и зазоры в подшипниках, зазоры в зубчатом зацеплении и закрывают кожухом. Собранный колесно-моторный блок устанавливают на обкаточный стенд, подшипники заполняют смазкой и ведут обкатку в течение 1 ч 30 мин в одну и другую сторону, постепенно увеличивая частоту вращения до 350—450 об/мин и нагрузку до 40 кН. Работа передачи должна быть плавной, без рывков и заклиниваний. Температура якорных, буксовых и моторно-осевых подшипников не должна превышать более чем на 55 °С температуру окружающей среды.

76. Ремонт рессорного подвешивания и автосцепного оборудования

Рессорное подвешивание. Челюстная тележка. Наиболее часто встречающиеся неисправности рессорного подвешивания: изнашивание валиков и втулок шарнирных соединений, разработка отверстий под втулки в балансирах, износ, трещины и излом концевых подвесок, трещины и излом рессорных листов, излом пружин и осадка с замыканием витков и др. (рис. 232).

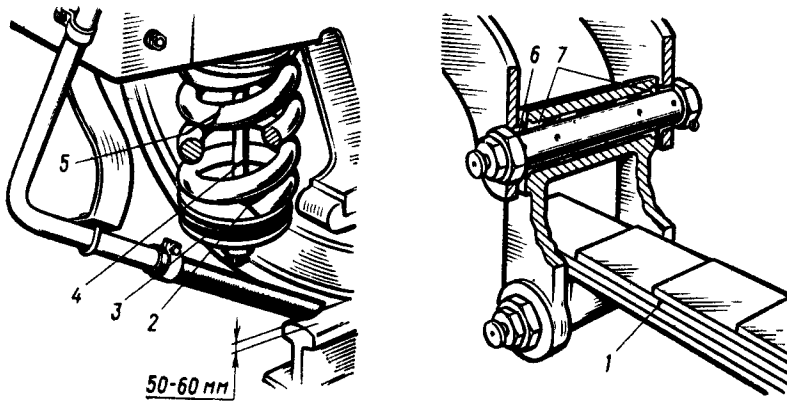


Рис. 232. Неисправности рессорного подвешивания.

1 — трещина в рессорном листе; 2 — износ (намин) концевой витка пружины. 3 — растрескивание, расслоение резинового амортизатора; 4 — трещина (обрыв) стержня подвески (как правило, в резьбовой части), 5 — трещина (излом) витка пружины; 6, 7 — изнашивание роликов и втулок

Изношенные элементы рессорного подвешивания восстанавливают наплавкой и последующей механической обработкой. Разрешается устранять местную выработку на пустотелых валиках путем проточки и шлифовки с уменьшением диаметра до 4 мм против чертежного размера. У новых втулок в данном случае увеличивается толщина стенок. Вновь изготовленные валики и втулки должны быть цементированы и закалены. Листовая рессора подлежит замене при наличии трещин в листах и хомуте, ослаблении хомута, сдвиге листов, а также при просадке стрелы прогиба более чем на 7 мм. Пружина заменяется при наличии трещин, изломов, износов-наминов в витках и при уменьшении высоты (осадка) более 1 мм. Резиновые амортизаторы с отклеившимися металлическими пластинами заменяют. Амортизаторы с сеткой озонного растрескивания на боковой поверхности обтачивают и шлифуют. Заваривать трещины в концевых и рессорных подвесках, а также в балансирах запрещается.

Правильность сборки сбалансированного рессорного подвешивания контролируют на ровном и прямом участке пути после предварительной прокатки тепловоза по путям. Разница в расстояниях концов рессор до нижней плоскости рамы более 30 мм не допускается.

Бесчелюстная тележка. В рессорном подвешивании возможны случаи возникновения трещин, поломок пружин и потеря их упругости. В демпфирующем устройстве имеются частые случаи износа фрикционных накладок штока, износ и обрыв штока. Ремонт гасителя в основном заключается в смене фрикционных накладок.

Регулировке индивидуального рессорного подвешивания уделяют особое внимание, так как малейшее изменение жесткости пружины какой-либо колесной пары блока вызывает значительное перераспределение нагрузки по осям тепловоза.

Автосцепное устройство. Детали автосцепки работают в сложных условиях, испытывая ударные нагрузки. Поэтому в эксплуатации детали автосцепки быстро изнашиваются или ломаются, что приводит к саморасцепу автосцепок.

Возможны следующие неисправности автосцепного устройства: износ тяговых и ударных поверхностей контура зацепления; трущиеся частей замка, предохранителя, подъемника, валика подъемника, шипа для замкодержателя; уширение зева автосцепки; износ и изгиб полочки; износ клина и отверстия для него, фрикционных клиньев, нажимного конуса, нажимной шайбы и корпуса нажимной шайбы, корпуса поглощающего аппарата; просадка и излом пружин; износ тягово-

го хомута. Саморасцеп часто происходит из-за неисправности предохранительного устройства: излома или изгиба верхнего плеча предохранителя, что приводит к потере ограничения перемещение замка в корпусе, а также излома или изгиба полочки, служащей опорой для верхнего плеча предохранителя.

Для поддержания автосцепного устройства в исправном состоянии установлены полный и наружный осмотры, а также проверка при техническом обслуживании локомотива. При этом проверяют: действие механизма автосцепки; состояние корпуса и рабочих поверхностей замка, тягового хомута; крепление клина; зазор между хвостовиком автосцепки и верхней кромкой окна в концевой балке; высоту продольной оси автосцепки над головками рельсов; положение автосцепки относительно горизонтали (провисание); состояние расцепного привода. Износы замка и зубьев кор-

пуса, ширину зева, а также действие механизма определяют комбинированным шаблоном 940 Р.

Автосцепку бракуют при отклонении от горизонтального положения вниз более 10 мм и вверх более 3 мм, разности по высоте автосцепок более 100 мм, их высоте над уровнем головок рельсов более 1080 мм или менее 980 мм, трещинах или изломах какой-либо детали, укорочении расцепного привода.

Ремонт автосцепного устройства ведут в специализированных цехах. Изношенные детали наплавляют и обрабатывают до чертежных размеров. Погнутые детали исправляют в горячем состоянии, трещины разделяют и заваривают. Поглощающий аппарат разбирают только под прессом, не допуская свинчивания гайки со стяжного болта, если детали заклинены. Изношенные детали восстанавливают наплавкой, потерявшие упругость и изломанные пружины заменяют.

Глава XXIV. РЕМОНТ ДИЗЕЛЯ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

77. Объем работ, выполняемых по дизелю при ТО и ТР

При техническом обслуживании ТО-1 локомотивные бригады осматривают и прослушивают дизель и вспомогательные агрегаты. При этом проверяют, нет ли нештормальных стуков, вибраций, течи воды, масла и топлива по уплотнениям и т. д. При ТО-2 сначала при работающем дизеле выявляют возможные посторонние стуки и шумы, проверяют поступление масла к подшипникам агрегатов, их нагрев, течь и каплепадение по сальникам, давление топлива, воды и масла по приборам, разрежение в картере дизеля, работу регулятора, температуру в цилиндрах. При остановленном дизеле сливают собравшиеся в поддонах агрегатов масло и топливо, отстой из топливного бака и сливной трубы картера дизеля; проворачивают на два-три оборота рукоятки пластинчато-ще-

левых фильтров; проверяют крепление агрегатов, механизмов и их приводов, состояние муфт, карданных валов, клиновых ремней, топливных насосов и механизма их отключения, уровень масла в картере дизеля, легкость вращения валов топливоподкачивающего и маслоподкачивающего насосов. Обнаруженные недостатки устраняют, при недостаточном уровне масла в агрегатах его добавляют.

Во время технического обслуживания ТО-3 более тщательно осматривают все агрегаты и сборочные единицы, очищают фильтры, смазывают трущиеся части. Проверяют надежность крепления блока, поддизельной рамы, коллекторов. Открывают крышки люков продувочных и выпускных коллекторов и осматривают окна втулок цилиндров, при необходимости удаляют нагар. Проворачивают коленчатый вал валоповоротным механизмом, просят осматривают поршни и их кольца, очищают воздушные коллекторы и дре-

нажные трубы глушителей. Через открытые люки проверяют, нет ли частиц баббита вблизи подшипников, трещин в крышках, осматривают крепление гаек и положение стыков коренных и шатунных подшипников, проверяют состояние газораспределительного механизма и топливоподающей аппаратуры со снятием форсунок и регулировкой их на стенде. Заменяют масло в регуляторе частоты вращения дизеля, открывают люки для осмотра приводного нагнетателя, турбокомпрессора, контролируют осевую разбег и свободный выбег роторов.

При текущем ремонте ТР-1 выполняют все работы цикла ТО-3. Кроме того, измеряют линейную величину камеры сжатия, проворачивая коленчатый вал по часовой и против часовой стрелки; снимают топливоподкачивающий насос и определяют его подачу; проверяют состояние шестерен масляного насоса, сняв его крышку. Производят контрольно-реостатные испытания для регулировки параметров дизеля и настройки внешней характеристики генератора.

Текущий ремонт ТР-2 предусматривает разборку и ремонт шатунно-поршневой группы, а у дизелей типа Д49—выемку и цилиндрических втулок. Кроме этого, снимают для очистки и ремонта глушители, компенсаторы турбокомпрессоров, охладители наддувочного воздуха. Измеряют суммарные зазоры на масле и их разность в коренных подшипниках коленчатого вала, определяют ступенчатость опор. На дизелях типа Д100 снимают верхний коленчатый вал и разбирают 4, 8, 10 и 12-й коренные подшипники нижнего вала, осматривают вертикальную передачу. Заменяют резиновые уплотнительные кольца адаптеров и переходников, опрессовывают водяную систему. Форсунки, топливные насосы и толкатели, регуляторы частоты вращения дизеля, топливоподкачивающие насосы, турбокомпрессоры снимают, испытывают и ремонтируют.

При текущем ремонте ТР-3 дизель, как правило, снимают с тепловоза, разбирают, ремонтируют и испытыва-

ют все его агрегаты и сборочные единицы. После сборки дизеля и установки его на тепловоз производят реостатные испытания.

78. Ремонт цилиндро-поршневой группы дизеля

Характерные повреждения цилиндрических втулок, методы их определения и замена. В эксплуатации встречаются следующие неисправности цилиндрических втулок: течь воды по уплотнениям водяной рубашки, отложение накипи и шлама на охлаждающих поверхностях, износ и задиры рабочей поверхности втулки, трещины возле адаптерных отверстий, нарушение плотности стыка втулки с крышкой. Особую опасность представляет нарушение нижнего уплотнения цилиндрической втулки в блоке, так как попадание воды в масляный картер может ухудшить смазочные свойства масла и привести к потере работоспособности подшипников дизеля.

Нарушение уплотнений определяют по течи воды через контрольные отверстия блока или по пробую газов. Чтобы не допустить неплановой постановки тепловоза в ремонт по течи втулок, их опрессовывают на каждом ТР-2. При обнаружении течи водяных уплотнений дефектный комплект цилиндра демонтируют и заменяют резиновые уплотнительные кольца на втулке и на рубашке. Если течь обнаружена между втулкой и крышкой, отсоединяют крышку от втулки и заменяют резиновые уплотнительные кольца водяных переходов из втулки в крышку. Ослабшие втулки водяных переходов покрывают клеем ГЭН-150, обеспечивая натяг 0,04—0,07 мм. Паронитовую прокладку под буртом втулки также заменяют. При замене уплотнений между втулкой и рубашкой водяную полость очищают от накипи и шлама.

Состояние рабочей поверхности цилиндрической втулки проверяют на каждом ТР-1 через открытые смотровые люки, а детальное обследование проводится при каждой переборке дизеля. При разборке определяют точ-

ные размеры диаметров втулки, регистрируя результаты обмеров в специальном журнале. Наибольший износ наблюдается в верхней части — в месте постановки компрессорных колец. Втулки, имеющие предельный износ (более 0,5 мм) или большие кавитационные разрушения, заменяют новыми. Втулки дизелей Д100, имеющие трещины по адаптерным отверстиям, также заменяют новыми. При повреждении резьбы адаптерных отверстий или резьбы в отверстиях рубашки для ввертывания шпилек крепления фланцев водяных переходников ее перенарезают на следующий ремонтный размер.

Ремонт коленчатых валов и их подшипников. Исправная работа коленчатого вала с подшипниками зависит от правильности его укладки (равномерности прилегания коренных шеек к нижним вкладышам), состояния поверхности шеек и вкладышей, подачи масла в нужном количестве и необходимого качества. Нарушение этих условий приводит к изломам, трещинам, задирам шеек вала, изнашиванию и задиру его подшипников, ослаблению натяга вкладышей, выкрашиванию баббита (дизеля Д100, ПД1М) или свинцовистой бронзы (дизели Д49). Наиболее частая неисправность — задиры шеек вала — происходит вследствие перекрытия ослабшим вкладышем отверстий для подачи масла, выхода из строя масляного насоса, попадания абразивных частиц между вкладышем и шейкой вала, пуска дизеля без предварительной прокачки масла и т. д.

Для обеспечения надежной работы подшипниковых узлов вала необходим своевременный и качественный уход и ремонт. При каждом виде ремонта тщательно проверяют состояние и крепление коренных подшипников, шпильку гаек болтов подвесок, поступление масла к подшипникам, отсутствие частиц баббита вблизи подшипников. До и после ремонта коренных подшипников проверяют правильность укладки коленчатого вала щупом толщиной 0,03 мм, проверяют зазоры между шейками коленчатого ва-

ла и нижними вкладышами. Допускается прохождение щупа толщиной 0,03 мм на глубину до 10 мм под несмежными коренными шейками. Проверяют также зазор «на масло» — суммарный зазор между шейкой вала и вкладышами (при отсутствии провисания вала это зазор между верхним вкладышем и шейкой вала).

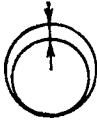
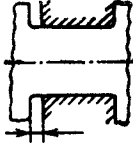
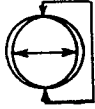


Снятые при переборке вкладыши подшипников тщательно осматривают. При наличии на рабочей поверхности глубоких рисок, больших очагов разрушения бронзы (у дизелей Д49) или баббиговой заливки (дизели Д100, ПД1М) подшипники заменяют. По износу вкладыши заменяются в основном только рабочие. Бесканавочные вкладыши изнашиваются меньше, чем канавочные. Износ определяют по уменьшению толщины вкладыша, измеренной микрометром.

Браковочным признаком является и ослабление посадки вкладышей (потеря натяга), чаще всего наблюдаемая у тонкостенных вкладышей. Натяг вкладышей восстанавливают приклеиванием к поверхности каждого стыка одной металлической пластины необходимой толщины или наращиванием тыльной части нерабочего вкладыша клеем ГЭН-150В.

В процессе сборки должна быть обеспечена высокая технологическая культура ремонта. Детали перед сборкой протирают чистой безворсовой салфеткой, смазывают тонким слоем дизельного масла. Основные браковочные размеры шеек коленчатого вала и его подшипников приведены в табл. 10.

Поршни. Сложные условия, в которых работают поршни, вызывают необходимость проведения регулярных профилактических мероприятий по поддержанию их в работоспособном состоянии. Работа на хорошем дизельном масле, своевременная очистка от нагара и смена колец продлевают жизнь поршней. Характерными неисправностями поршней являются термические трещины, прогары головок, трещины в тронках и по ручьям головок, изнашивание полуды на юбке поршня, трещины во вставках, ос-

Таблица 10

Основные размеры	Схема измерения	Размеры, мм, для дизелей		
		10Д100	2А 5Д49	ПД1М
Зазор «на масло» в коренных подшипниках не более, мм		0,3/0,45*	0,32/0,42	0,2 0,3
То же в шатунных		0,3/0,37	0,35 0,36	0,2 0,25
Осевой разбег коленчатого вала в коренных подшипниках		0,5/0,55	0,6/0,75	0,65/0,7
То же в шатунных		—	1,2/1,3	
Овальность шеек коленчатого вала		0,09	0 12	0,15
Износ вкладышей коренных подшипников		0,15	0,11	0,25
То же шатунных		0,15	0,11	0,25
Натяг одного вкладыша коренных подшипников		0,08/0,08	0,16/0,14	0,12 0,07
То же шатунных		0,08 0,08	0,08 0,07	0,12 0,07

* В числителе размеры при выпуске из ТРЗ в знаменателе — браковочные в эксплуатации

лабление или обрыв шпилек крепления вставки или шпилек крепления головки поршня к тронковой части (юбке) у дизелей типа Д49, изнашивание ручьев под компрессионные кольца, ослабление посадки втулок поршневого пальца, выработка отверстия под поршневой палец, износ, загорание и излом поршневых колец

Для выявления трещин в головке поршней, в частности в месте наиболее вероятном их появления—во втором ручье, используют ультразвуковой дефектоскоп типа УЗД-64 с применением специального щупа П-образной формы. При отсутствии дефектоскопа проверку поршня ведут при помощи мелового раствора. Внутрь поршня наливают керосин, спустя 3 ч

керосин сливают. Проверяемые места тщательно выбирают и наносят тонкий слой мелового раствора. При трещинах керосин выступит на меловой обмазке.

При освидетельствовании поршней определяют износ ручьев для колец, а также износ юбки поршня. Зазор между юбкой поршня и цилиндровой втулкой играет заметную роль в расходе масла двигателем. В начальный период работы дизеля, когда зазор между поршнем и втулкой невелик, сокращение расхода масла достигается заменой изношенных поршневых колец новыми. При увеличении же зазора более определенного значения эффект от смены колец уменьшается. Допускаемый диаметральный зазор (в эксплуатации) между поршнем и втулкой при измерении у верхней кромки поршня в в. м. г. для дизелей Д100, Д49, ПД1 составляет соответственно: 0,55; 0,8 и 3,4 мм

Упругость поршневых колец и их установочные размеры во многом определяют качество работы дизеля. Одним из основных браковочных параметров для колец является зазор в замке. Для дизелей Д100, Д49 и ПД1 минимальные значения этого зазора в свободном состоянии равны соответственно 18, 20 и 25 мм, а в рабочем состоянии при установке во втулку — 3,5; 4 и 5 мм. Кольца, установленные в канавки поршня, должны свободно без заеданий перемещаться.

Ремонт поршней сводится к восстановлению хрома на головках и полуцы, проточке ручьев под градиционный размер колец, заварке газовой сваркой трещин в днище ручьев и перемычках у дизеля ПД1М, а также трещин во вставке поршня дизеля Д100, восстановлению фасок у компрессионных колец и кромок у масло-срезающих колец.

Цилиндрическая часть поршня (тронк) у дизелей Д49 имеет антифрикционное покрытие, улучшающее прирабатываемость тронка к втулке цилиндра и уменьшающее трение и износ. При износе покрытия рекомендуется при ТР-3 и заводских ремонтах его восстанавливать

Шатуны. После очистки шатуны дефектоскопируют и измеряют, при наличии трещин заменяют. Овальность отверстия верхней головки более 0,15 мм устраняют разверткой и постановкой втулки большего диаметра. При неразработанном отверстии ослабшую в посадке втулку разрешается осталивать, обжимать или покрывать клеем-эластомером ГЭН-150 (В). Овальность и конусность отверстия нижней головки шатуна проверяют при затянутых шатунных болтах. Овальность более 0,05 мм устраняют шабровкой. Пальцы верхних головок шатунов, а также пальцы прицепных шатунов при износе восстанавливают осталиванием или твердым хромированием

Комплектование шатунно-поршневой группы. Комплектованию этой группы уделяют серьезное внимание, добиваясь уравновешенности вращающихся масс. С этой целью детали группы подбираются так, чтобы разница в массе комплекта по цилиндрам одного дизеля не превышала 400—500 г. Достигают этого подбором шатунов и поршней по массам, а также путем снятия части металла с торца юбки поршня или стержня шатуна. Масса шатуна выбивается на нижней головке, а масса поршня — на его холодильнике в правом углу. Кроме этого, при комплектовании по возможности подбирают в комплект детали, ранее работавшие совместно.

При сборке длину поршня с шатуном регулируют прокладками между поршнем и вставкой, обеспечивая необходимый размер камеры сжатия 4,4—4,8 мм (дизель Д100). Линейный размер камеры сжатия у дизеля ПД1М устанавливается в пределах 4,0—5,83 мм. Регулировку этой величины производят за счет съема металла с торца крышки цилиндра.

Ремонт цилиндрических крышек и механизма газораспределителя. Крышка цилиндра подвержена динамическим и температурным напряжениям. От правильной работы клапанного механизма зависит надежность дизеля. Поэтому при каждом виде ремонта тщательно осматривают клапанный

механизм, проверяют поступление масла к рычагам привода клапанов и к гидротолкателям. Так как наблюдаются частые случаи ослабления и выпадания штанг толкателей, необходимо проверять качество затяжки контргаяк. Проверяют и регулируют зазоры «на масло» в гидротолкателях, увеличивая или укорачивая длину штанг. Для впускных клапанов этот зазор у дизелей типа Д49 должен быть в пределах 0,4—0,6 мм, а для выпускных — 0,6—0,8 мм. Для достижения одновременности открытия клапанов допускается подборка или шлифовка колпачков клапанов. У дизелей типа ПД1М необходимо также проверять утечку масла через самоподжимные сальники, жиклеры и в местах установки штанг. Чрезмерная утечка масла в этих местах указывает на изгиб штанги или на плохое прилегание головки штанги к пяте рычага. Изогнутую штангу можно определить по заеданию при вращении ее от руки, когда ролик рычага толкателя находится на цилиндрической части кулачка.

При текущем ремонте ТР-3 крышки цилиндров полностью разбирают и освидетельствуют. Для выявления трещин после очистки от нагара полостей крышки опрессовывают водой давлением 1,5 МПа в течение 5 мин (Д49) и 1 МПа в течение 3 мин (ПД1М).

Клапаны притирают по гнезду в крышке. После сборки крышки проверяют шаблоном выход носка распылителя форсунки над поверхностью крышки (не менее 3,9 мм и не более 5,9 мм для дизеля ПД1М). Углубление тарелок клапанов относительно плоскости крышки допускается до 7 мм (ПД1М), а превышение — не более 0,5 мм у всех дизелей. При сборке крышки проверяют также ход и легкость хода каждого клапана, одновременность открытия клапанов крышек дизеля.

Перед установкой крышек на место ставят комплект резиновых уплотнительных колец (на дизелях Д49 комплект крышки с втулкой) и осторожно опускают крышку, укрепляют патрубки выпускного, продувочного и водяного коллекторов, затем равно-

мерно по диагонали затягивают гайки цилиндрических шпилек, обеспечивая плотное прилегание крышки. Порядок затяжки гаек регламентируют соответствующей инструкцией.

Распределительный вал и его привод. Основные неисправности: трещины, выбоины и выработка кулачка и шеек распределительного вала; ослабление, износ и повреждения его подшипников; износ и излом зубьев зубчатых колес привода; увеличение осевого разбега ролика толкателя и работа его по кулачку с перекосом. Все эти неисправности являются, как правило, следствием либо некачественной сборки, либо недостаточной или недоброкачественной смазки. Кулачковые валы с трещинами и выкрашиваниями более 10 % поверхности на кулачках заменяют. Негодные подшипники вала и шестерни привода заменяют. Боковой зазор между зубьями шестерен устанавливают в пределах 0,1—0,6 мм.

79. Проверка и ремонт топливных насосов и форсунок

От исправной работы топливной аппаратуры во многом зависит экономичность работы дизеля. Возможны следующие неисправности топливных насосов: недостаточная плотность плунжерной пары, поломка пружины плунжера и заедание плунжера в гильзе. Причиной заедания является работа на загрязненном топливе или неправильная сборка. Заедание плунжера и поломку его пружины можно определить по отсутствию подачи топлива в цилиндр при работающем дизеле. При проверке на ощупь такой насос будет холоднее, чем остальные. При заедании плунжера рейка не передвигается. Засорение отверстий в распылителе форсунки может привести к трещинам в гильзе из-за чрезмерного повышения давления.

К числу неисправностей насоса относится также неисправность нагнетательного клапана, а именно: пропуск топлива по цилиндрическому и притирочному поясам, трещина в клапане

или поломка его пружины. Чтобы убедиться в неисправности нагнетательного клапана, необходимо остановить дизель, повернуть вал, чтобы плунжер проверяемого насоса был внизу (ход всасывания), отсоединить от насоса трубку высокого давления и включить топливopодкачивающий насос. Непрерывное поступление топлива из нажимного штуцера будет признаком неисправности нагнетательного клапана.

Из всех дефектов наиболее характерна потеря плотности плунжерной парой. Пониженная плотность плунжерной пары приводит к тому, что начало впрыскивания топлива запаздывает, т. е. сокращается его продолжительность; утечка топлива через зазор между плунжером и втулкой увеличивается, а следовательно, подача топлива уменьшается. Наибольшему износу в приводе насосов подвергаются зубья поворотной гильзы. Изнашиваются также бронзовые втулки, пальцы и ролики толкателей. Работа изношенных деталей толкателя сопровождается стуком и в свою очередь увеличивает износ кулачков вала и его подшипников.

Состояние форсунок проверяют на специальных приспособлениях и стендах, позволяющих контролировать следующие параметры.

Качество распыливания. Начало и конец распыливания должны быть четкими и резкими; топливо, выходящее из сопла, должно быть туманообразным без заметных отдельных капель и струй.

Давление начала подъема и конца закрытия иглы распылителя. Например, у форсунки дизеля 5Д49 давление начала подъема иглы равно 32 $\pm 0,5$ МПа, давление закрытия ее не должно быть больше 21 МПа. При трехразовой проверке давления закрытия разность давлений не должна быть больше 1,0 МПа. Увеличенная разность давлений от впрыскивания к впрыскиванию характеризует подвижность иглы вследствие деформации корпуса распылителя.

Герметичность запорного конуса распылителя. При контроле на стенде

после нескольких впрыскиваний не допускается появление капли на кончике сопла (допускается только увлажнение). Для работающих распылителей допускается образование капли топлива без ее отрыва.

Плотность распылителя. Определяют после обеспечения требуемого качества уплотнения сопла, корпуса форсунки, распылителя, а также герметичности нагнетательного клапана стeнда и запорного конуса распылителя. Плотность оценивается во времени падения давления топлива в системе стeнда. Снижение давления топлива на 5 МПа должно происходить не менее чем за 10 с.

Засоренность распыливающих отверстий. Определяют по числу пятен и характеру отпечатков, полученных на листе бумаги, подставленном под сопло форсунки, а также пропускной способности, замеренной на специальном стенде при проливе топлива при давлении 1,0 МПа. Контроль пропускной способности производится путем сравнения с образцовыми насосом и топливopроводом.

80. Регулирование частоты вращения коленчатого вала

После пуска и прогрева дизеля проверяют частоту вращения коленчатого вала по показаниям тахометра, установленного на дизеле, либо переносного, приставленного к торцу вала переднего редуктора (у дизеля 10Д100). При отклонении от установленной частоты вращения производят регулировку. До начала регулировки проверяют исправность электрогидравлического (10Д100, Д49) или электропневматического (ПД1М) механизма и рычажной системы регулятора частоты вращения. На дизеле ПД1М частоту вращения коленчатого вала регулируют при помощи муфты вертикальной тяги регулятора частоты вращения, которая имеет по концам правую и левую резьбу. Вращая муфту, изменяют длину вертикальной тяги и тем самым устанавливают предварительную затяжку всережимной пружины регулятора. Удлиняя тягу, затягивают

пружину и, следовательно, увеличивают частоту вращения коленчатого вала. При укорочении тяги, наоборот, уменьшают частоту вращения.

Частоту вращения коленчатых валов дизеля 10Д100 регулируют при помощи изменения хода сердечников электромагнитов *MP1*, *MP2*, *MP3*, *MP4*, а также гайкой, расположенной между пробками электромагнитов *MP1* и *MP3*. Для регулировки каждый магнит имеет пробку с резьбой. При проверке пробок электромагнитов *MP2*, *MP1*, *MP3* по часовой стрелке за каждое деление частота вращения коленчатых валов увеличивается на 7,5 об/мин, при вращении против — уменьшается на столько же. Поворот пробки электромагнита *MP4* по часовой стрелке, наоборот, уменьшает частоту вращения вала дизеля. Поворот пробки на одно деление уменьшает или увеличивает частоту вращения валов дизеля на 3,5—4 об/мин. Поворот гайки на одну грань изменяет частоту вращения валов на 8 об/мин. При повороте гайки по часовой стрелке частота вращения коленчатых валов уменьшается, против — увеличивается.

Рекомендуется следующий порядок регулировки частоты вращения коленчатых валов дизелей типа Д100.

1. Устанавливают рукоятку контроллера в 14-е положение, магниты *MP1*, *MP2*, *MP3*, *MP4* включены. Поворотом гайки *Л* достигают частоты вращения 820 об/мин.

2. Переводят рукоятку контроллера в 15-е положение, электромагниты *MP1*, *MP2* и *MP3* включены. Поворотом пробки электромагнита *MP4* устанавливают частоту вращения вала 850 об/мин;

3. Рукоятку контроллера ставят в 12-е положение, электромагниты *MP2*, *MP3* и *MP4* включены. Поворотом пробки электромагнита *MP1* устанавливают частоту вращения 755 об/мин;

4. Рукоятку контроллера переводят в 10-е положение, электромагниты *MP1*, *MP3* и *MP4* включены. Поворотом пробки электромагнита *MP2* достигают частоты вращения 690 об/мин;

5. Ставят рукоятку контроллера в 6-е положение; электромагниты *MP1*,

MP2 и *MP4* включены. Поворотом пробки электромагнита *MP3* регулируют частоту вращения до 560 об/мин;

6. Рукоятка контроллера стоит в нулевом положении, все магниты включены, частота вращения — 400 об/мин. Частоту вращения от нулевого до 6-го положения рукоятки контроллера изменяют поворотом пробки электромагнита *MP4* или пробками электромагнитов *MP1*, *MP2*, *MP3* на одну и ту же величину.

После регулировки винты шплинтуют, а винт упора минимальной частоты вращения подводят под упор в поршень серводвигателя управления и тоже шплинтуют.

Проверка и регулировка регулятора предельной частоты вращения дизеля 10Д100. Срабатывание предельного регулятора проверяют при работе дизеля без нагрузки. Для такой проверки плавно повышают частоту вращения до 940—980 об/мин. При такой частоте вращения правильно отрегулированный предельный регулятор должен сработать и остановить дизель.

Если регулятор срабатывает при меньшей или большей частоте вращения, производят регулировку изменением толщины прокладок под пружиной регулятора. При этом, если регулятор срабатывает при частоте вращения, большей, чем 940—980 об/мин, толщину прокладок уменьшают, если же он срабатывает, не достигнув этой частоты вращения, толщину прокладок увеличивают. Изменение толщины прокладок на 0,1 мм увеличивает или уменьшает срабатывание предельного регулятора примерно на 10 об/мин. При регулировке предельного регулятора разрешается увеличивать частоту вращения не более чем до 1000 об/мин, а в случае срабатывания — повторно включить его только при частоте вращения 400—500 об/мин.

Возможные неисправности регулятора частоты вращения: неустойчивость частоты вращения коленчатого вала (регулятор «водит») из-за ненормального состояния золотниковой части; несоответствие частоты вра-

щения позиции контроллера из-за разрегулировки привода электропневматического механизма, неисправности самого механизма и всережимной пружины регулятора; пропуск масла в уплотнении штока гидравлического серводвигателя и приводного вала вследствие неисправности сальников; износ и разрушение шариковых подшипников и деталей золотниковой части.

Устойчивости работы регулятора достигают регулированием площади проходного сечения игольчатого клапана при прогревом дизеля (внешняя регулировка). Соответствия частоты вращения позиции контроллера добиваются вращением стяжной муфты тяги, соединяющей электропневматический механизм с механизмом воздействия на всережимную пружину привода. Если внешним регулированием не достигается устойчивости работы регулятора, его снимают с дизеля, ремонтируют и проверяют на стенде.

81. Неисправности оборудования систем дизеля

Оборудование воздухообеспечения.

В системе воздухообеспечения основными агрегатами, требующими периодического осмотра, ремонта и очистки, являются турбокомпрессоры, воздухоохладители.

Наиболее часто встречающимся недостатком в работе турбокомпрессоров дизелей 10Д100 является помпаж — периодический выброс воздуха во всасывающий трубопровод, который сопровождается характерными хлопками. Помпаж возникает при уменьшении подачи турбокомпрессора (расход воздуха через компрессор в единицу времени) ниже определенного (критического) значения из-за увеличения сопротивления газозооного тракта. Помпаж может появиться при загрязнении воздухоохладителей, закоксовывании выпускных и продувочных окон цилиндрических втулок, а также соплового аппарата турбокомпрессоров, при повреждении лопаток рабочего колеса и соплового аппарата турбины обломками поршневых колец

или кусками кокса (нагара), в случае засорения воздухоочистителей. При помпаже происходит срыв потока воздуха с поверхности лопаток воздушного колеса или лопаточного диффузора, что нарушает устойчивую работу его. Причиной помпажа может быть также неидентичная (несимметричная) работа двух параллельно включенных турбокомпрессоров, что является следствием различия в параметрах их проточных частей, главным образом разницы суммарных проходных сечений сопловых аппаратов.

Основной признак несимметричности работы двух параллельно работающих турбокомпрессоров — значительная разница в частоте вращения роторов. В этом случае помпаж возникает на том компрессоре, у которого появляется препятствие проходу воздуха из-за того, что другой компрессор подает большее количество воздуха. Суммарное проходное сечение соплового аппарата проверяют шаблоном.

Эксплуатировать дизель, у которого турбокомпрессоры работают неустойчиво, запрещается. Длительная работа при наличии помпажа может вызвать разрушение воздушного колеса компрессора и деталей всасывающего тракта.

При осмотре турбокомпрессора без демонтажа отсоединяют трубопроводы подвода и слива масла и снимают крышки подшипников. Осматривают полости подшипников и концы вала, проверяют плавность вращения ротора от руки, осевой разбег ротора при помощи индикатора, промывают фильтрующий элемент масляного фильтра. При обнаружении цветовой побелости на концах вала, наличия бронзы в масляной полости подшипников, увеличенного осевого разбега ротора турбокомпрессор снимают с дизеля и ремонтируют. Опорно-упорный подшипник осматривают только в случае увеличения осевого разбега ротора.

Воздухоохладитель дизеля периодически промывают как снаружи, так и внутри. Для этого его снимают с дизеля, разбирают и охлаждающие трубки снаружи обдувают паром. Если

нагар с трубок удалить обдувкой паром не представляется возможным, воздухоохладитель на сутки помещают в ванну с керосином, а затем обдувают паром. Для очистки внутренней полости снимают крышки и промывают горячей водой. При течи трубок их глушат. Разрешается глушить не более 20 трубок. Изношенные и дефектные прокладки заменяют. После сборки проводят гидравлическое испытание воздушной и водяной полостей.

Воздухоочистители периодически очищают. Снятые с тепловоза кассеты фильтров промывают в горячем моющем растворе в течение 15—20 мин, прополаскивают в чистой холодной воде и сушат в печи при температуре 120—130 °С. Чистые кассеты после сушки промасливают в ванне и снова сушат.

Оборудование топливной, масляной и водяной систем. *Насосы.* Неисправностями шестеренных насосов могут быть снижение подачи и падение давления, трещины, износ корпуса и зубчатых колес. Подача и давление снижаются у насосов вследствие увеличения зазоров между зубьями шестерен и расточками корпусов. В водяных насосах центробежного типа наблюдается ослабление крыльчатки на валу, износ по окружности крыльчатки, нарушение плотности сальникового уплотнения, разрушение подшипников и обрыв вала крыльчатки. В топливоподкачивающих насосах нарушается плотность сальникового уплотнения.

При работе топливоподкачивающего агрегата возможно заедание движущихся деталей в корпусе насоса и его электродвигателя, вызывающее короткое замыкание при включении кнопки «Топливный насос». Чаще всего заедание у насоса происходит из-за попадания механических примесей и заклинивания ведомой шестерни на оси. В электродвигателе причиной заедания может быть разрушение подшипника, когда якорь опускается на полюсы. Чтобы выявить, где произошло заедание, разъединяют муфту и от руки проверяют, свободно ли вращаются валы насоса и электродвигателя, а затем уstraняют неисправность.

Прекращение подачи топлива насосом при работающем электродвигателе может произойти из-за нарушения уплотнительной проставки, а неправильная центровка насоса с электродвигателем ведет к перекосу их осей и как следствие к сгоранию предохранителей. Исправная работа топливоподкачивающего агрегата зависит от состояния соединительной муфты, в случае повреждения которой подача топлива может прекратиться.

Топливные фильтры определяют исправность и долговечность работы топливной аппаратуры. При загрязнении фильтров тонкой очистки неочищенное топливо поступает к топливным насосам и форсункам. В эксплуатации необходимо следить, чтобы не было утечки топлива через пробку переключения фильтров и во фланцевых соединениях, и своевременно очищать фильтры.

Очистка фильтров топлива. Бумажные фильтры типа ФЭТО для тонкой очистки дизельного топлива примерно через 40 — 60 тыс. км пробега тепловоза заменяют на новые. При очистке набивку (хлопчатобумажную пряжу) сетчато-набизного фильтра грубой очистки топлива заменяют. Наружные и внутренние сетки фильтров промывают керосином и продувают сжатым воздухом. Фильтры заполняют чистой пряжей в количестве 0,5 кг, укладывая ее равномерно, без местных уплотнений и пустот. Проволочно-щелевой фильтр грубой очистки топлива разбирают и секции фильтра, а также корпус промывают в ванне с осветительным керосином, применяя волосяную щетку, и продувают воздухом.

Очистка фильтров масла. Секции фильтров грубой очистки масла (пластинчато-щелевые) вынимают из корпуса и промывают в двух ваннах с керосином, применяя мягкие щетки и проворачивая на три-четыре оборота рукоятку фильтра. В фильтрах тонкой очистки нередко можно обнаружить возрастание сопротивления в 3—3,5 раза (сопротивление чистых фильтров не превышает 0,02 МПа) при накоплении отложений; наблюдаются не-

плотности проклейки, прорыв фильтрующей перегородки в бумажных пакетах; размягчение и разрушение сальников из-за неудовлетворительной маслостойкости материала; нарушение фланцевых соединений.

У центробежного масляного фильтра встречаются случаи снижения частоты вращения ротора из-за излома пружин редукционного и обратного клапанов. Возмозжно ослабление и выпрессовка подшипников скольжения, засорение сопел, нарушение балансировки.

Для очистки фильтра снимают крышку, вынимают ротор и снимают его крышку. Механическим способом очищают стенки ротора от осадков, не допуская повреждения стенок, а затем все детали фильтра промывают в керосине. Фильтр собирают в последовательности, обратной разборке, при этом все детали ставят на свои места по меткам, нанесенным на деталях. При замене деталей ротор должен быть отбалансирован динамически. Небаланс ротора допускается не более $5 \cdot 10^{-4}$ Н·м.

К наиболее часто встречающимся неисправностям сетчато-набивного фильтра масла (ТЭМ2) можно отнести обрыв трубы, отходящей от днища наружной сетки; повреждение наружной или внутренней сетки; появление раковин или забоин на поверхности шарика и на притирочном поясе корпуса клапана; потери упругости конической пружины. Замену набивки фильтров и их промывку производят, не снимая фильтр с тепловоза.

В фильтрах тонкой очистки (бумажных) заменяют все 28 элементов (тепловоз 2ТЭ10В(М), внутреннюю полость корпуса фильтра очищают. При очистке фильтров тонкой очистки масла (сетчато-набивных) выполняют те же работы, что по фильтрам грубой очистки топлива.

Водяные и масляные секции охлаждающего устройства. Неисправностями секции могут быть: течь трубок в местах обрыва и нарушения пайки, загрязнение наружной и внутренней поверхностей трубок. Течь трубок возникает вследствие неправиль-

ного крепления секций, колебаний температуры и давлений теплоносителей, размораживания секций зимой при резком открытии жалюзи. Снаружи секции покрываются пылью и грязью, внутри масляных секций отлагаются смолистые вещества, а внутри водяных — накипь. Загрязнения ухудшают теплопередачу трубок, что приводит к перегреву воды и масла. Поэтому водяные и масляные секции необходимо своевременно очищать.

Для удаления наружных загрязнений секции периодически продувают сжатым воздухом через открытые жалюзи. Внутренние загрязнения удаляют промывкой секций специальным раствором, а затем горячей водой. Промывку производят либо без снятия секций с тепловоза от стационарной установки, либо со снятием в специальном отделении, оборудованном стендами. После промывки секции продувают сжатым воздухом для удаления остатков горячей воды. Чистоту внутренних поверхностей трубок проверяют по времени протекания 40 л воды через секцию на стенде. Это время для водяных секций длиной 1356 мм должно быть не более 65 с, длиной 686 мм — не более 50 с, для масляных секций — не более 30 с.

Герметичность секций проверяют опрессовкой на стенде в течение 5 мин водой давлением $3 \cdot 10^5$ МПа для водяных и $8 \cdot 10^5$ МПа — для масляных. Течи и потения по месту пайки трубок и коллекторов не допускаются.

Водомасляный теплообменник. Характерные повреждения — течь трубок и загрязнение внутренней поверхности. Течь трубок определяют при лабораторном анализе масла при наличии в нем воды. Течь трубок устраняют после разборки теплообменника — пайкой припоем ПОС-40. Разрешается глушить до 10—15 трубок (не более 5 % от общего их числа). Резиновые уплотнения заменяют новыми. Промывку водяных полостей ведут так же, как и секций, щелочным раствором, а масляных — раствором петротата и каустической соды с последующей промывкой горячей водой.

После ремонта и сборки теплообменники подвергают гидравлическому испытанию водой: водяную полость —

давлением $3 \cdot 10^5$ Па, масляную — давлением $15 \cdot 10^5$ Па в течение 15 мин. Потение и течь не допускаются.

Глава XXV. ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОВОЗА ПОСЛЕ РЕМОНТА

82. Виды испытаний и подготовка к ним

Для проверки работоспособности узлов тепловоза после ремонта, правильности настройки приборов и аппаратуры механической и электрической его частей производят различные виды испытаний в стационарных и поездных условиях. Отдельные элементы и узлы тепловоза, собранные после ремонта, проверяют и регулируют на специальных стендах в цехах и отделениях депо или завода. После полной сборки тепловоза работоспособность его узлов и агрегатов (в особенности узлов экипажной части) проверяют обкаткой его в поездных условиях. Испытание кузовного оборудования (дизель-генераторной установки, вспомогательных агрегатов и систем) проводят на специальных стационарных испытательных станциях. При настройке дизель-генераторной установки на нагрузку на тяговый генератор создают при помощи водяного реостата или при помощи электромашинного агрегата (двигатель постоянного тока плюс генератор трехфазного тока). В первом случае вырабатываемая генератором тепловоза энергия идет на нагрев резисторов реостатов, от которых тепло отводится с охлаждающей водой и рассеивается. Во втором случае электрическая энергия, вырабатываемая генератором, превращается с помощью электромашинного агрегата в энергию трехфазного тока промышленной частоты и рекуперируется (возвращается) в энергосистему. Так как наибольшее распространение на сети дорог имеют испытательные станции с водяными реостатами, то принято называть испытания на этих станциях реостатными.

Реостатные испытания бывают полные и неполные (контрольные). Полные испытания выполняются при

ТР-3 и ТР-2, а контрольные — при ТР-1 и в случае замены наиболее ответственных узлов дизеля или электрической передачи при неплановом ремонте.

Полные испытания продолжаются 5 ч. Из них обкаточный этап испытательного составляет 4 ч, а сдаточный — 1 ч. В процессе обкаточного этапа испытательный контролируют качество монтажно-сборочных работ, выполняются наладочные работы по всему оборудованию тепловоза, происходит предварительная приработка трущихся деталей. При сдаточном этапе испытаний производится полная сдача всего силового и вспомогательного оборудования, укомплектованного, отрегулированного и проверенного на всех режимах.

Контрольные испытания проводят при необходимости проверки тепловых параметров дизеля, настройки внешней характеристики генератора, регулировки реле перехода.

После общей сборки тепловоза его готовят к испытаниям, для чего его полностью экипируют, в соответствии с картой смазки заправляют смазкой все агрегаты и узлы, измеряют сопротивление изоляции в электрических цепях, проверяют напряжение аккумуляторной батареи, прокачивают топливную и масляную системы, обращая внимание на состояние герметичности трубопроводов. Перед пуском дизеля при открытых индикаторных кранах проворачивают вручную на несколько оборотов коленчатый вал, проверяют соответствие рабочим положениям вентиля и кранов систем дизеля, производят внешний осмотр дизеля и убирают все лишние предметы.

Производят пробный пуск дизеля на 5—7 мин; при пуске необходимо следить за работой дизеля и отдельных агрегатов, прослушивая, нет ли

посторонних стуков и других ненормальностей. После пуска необходимо следить, чтобы дизель работал равномерно с нормальной частотой вращения коленчатого вала, чтобы отсутствовали утечки в местах соединений трубопроводов, давление масла соответствовало норме. После остановки дизеля проверяют на ощупь в доступных местах через открытые люки температуру деталей трущихся пар, особенно цилиндропоршневой группы и подшипниковых узлов дизеля, компрессора редукторов и электрических машин. Если после пробного пуска неисправностей в работе дизеля замечено не было, то его обкатку после вторичного пуска ведут более продолжительное время.

Перед подсоединением тепловоза к реостату проверяют сопротивление изоляции электрических цепей тепловоза и реостата. Сопротивление изоляции измеряют мегаомметром на 500 В. Сопротивление изоляции должно быть для высоковольтных цепей не менее 1,0 МОм, для низковольтных — не менее 0,5 МОм.

Тепловоз к реостату подключают с таким расчетом, чтобы длина кабелей от положительных и отрицательных пластин реостата не отличалась более 200 мм. Отсоединив кабели от подвижных частей электропневматических контакторов тепловоза, вместо них подсоединяют кабели от подвижных пластин реостата, а кабели от неподвижных минусовых пластин реостата подключают к шунту амперметра тягового генератора. Отключатель реле заземления отключают. К специальной розетке «Для реостатных испытаний» подключают штепсельную вставку, соединяющую пульт управления реостата с цепями управления тепловоза. Над трансформатором постоянного тока (ТПТ) устанавливают технологический магнитный экран из отожженной меди или стали.

83. Обкаточный этап испытаний

Обкаточные испытания ведут при постепенном увеличении частоты вращения вала дизеля и нагрузки генера-

тора от минимальных значений до максимальных. При этом контролируют и при необходимости регулируют следующие параметры дизеля и генератора: частоту вращения коленчатого вала; работу регулятора предельной частоты вращения, давление сжатия в каждом цилиндре, равномерность нагрузки цилиндров, установку упоров, ограничивающих максимальную подачу топлива с учетом барометрического давления и температуры окружающей среды; работу электрической схемы на холостом ходу, внешнюю характеристику генератора, характеристику аварийного режима, узлы ограничения тока и автоматического регулирования мощности (АРМ) и реле переходов.

Наладочно-регулирующие работы по дизелю. Частота вращения коленчатого вала регулируется электромагнитами электрогидравлического управления объединенного регулятора.

Настройку регулятора предельной частоты вращения вала дизеля производят изменением силы пружины предельного регулятора. Предельный регулятор должен срабатывать при плавном повышении частоты вращения свыше 940—980 об/мин (2ТЭ10В (М), 1115—1155 об/мин (ТЭП70) и 840—870 об/мин (ТЭМ2).

Давление сжатия в цилиндрах является показателем герметичности цилиндров и степени приработки деталей цилиндропоршневой группы, и измеряют его максиметром при прогревом дизелем и минимальных частотах вращения вала дизеля на второй или третьей минуте после выключения подачи топлива в цилиндр, в котором производится измерение. При давлении сжатия, меньше установленного, проверяют линейную величину камеры сжатия, чистоту отверстий индикаторных кранов и исправность измерительного прибора. Разность давлений сжатия между цилиндрами не должна быть более 0,3 МПа.

Нагрузку по цилиндрам регулируют по значениям температур выпускных газов на выходе из цилиндров и давлениям сгорания топлива. Температуру отработавших газов регулируют

Температура окружающей среды, °С	Максимальная мощность, кВт, при атмосферном давлении, гПа										
	893	907	920	933	947	960	973	987	1000	1013	1026
-40	1762	1758	1754	1750	1746	1742	1738	1734	1730	1726	1722
-30	1772	1768	1764	1760	1756	1752	1749	1745	1741	1737	1733
-20	1781	1777	1773	1769	1766	1762	1758	1754	1751	1747	1743
-10	1789	1785	1781	1778	1774	1771	1767	1763	1760	1756	1753
0	1766	1773	1779	1786	1782	1779	1775	1772	1768	1765	1761
+10	1743	1750	1756	1763	1770	1776	1783	1779	1776	1773	1769
+20	1720	1726	1733	1740	1747	1753	1760	1767	1773	1780	1777
+30	1686	1693	1699	1706	1713	1720	1727	1733	1740	1747	1754
+40	1652	1658	1665	1672	1679	1686	1693	1700	1707	1713	1720

ют изменением количества подаваемого топлива в цилиндры, а корректировку давлений сгорания производят путем изменения угла опережения подачи топлива в пределах допускаемых норм.

Регулируют дизель и по приведенной мощности. При одинаковой подаче топлива в цилиндры дизеля его мощность изменяется в зависимости от атмосферного давления и температуры окружающего воздуха, так как, например, при повышении температуры и понижении давления воздух становится разреженнее и его меньше (по массе) попадает в цилиндр дизеля, а значит меньше кислорода окажется для сгорания одного и того же количества топлива.

Чтобы добиться максимальной экономичности дизеля при нормальном его теплотехническом состоянии, при реостатных испытаниях дизель регулируют на приведенную мощность (табл. 11), т. е. на мощность, соответствующую температуре и давлению окружающей среды участка, где эксплуатируется тепловоз. Увеличение мощности против значений, указанных в табл. 11, допускается не более

чем на 20 кВт. Приведенная мощность дизель-генераторной установки регулируется путем изменения внешней характеристики генератора. Изменить положение упоров на рейках топливных насосов нельзя. Максимальная приведенная мощность дизель-генераторной установки 10Д100 при включении вспомогательном оборудовании тепловоза приведена в табл. 11

Регулировочные работы по электрооборудованию. *Настройка заряда аккумуляторной батареи* производится по срабатыванию реле обратного тока. Включение реле обратного тока происходит, когда напряжение вспомогательного генератора на 2—3 В превышает напряжение нормально заряженной батареи. Включение реле происходит при токе не более 8,5 А. При таких параметрах реле обратного тока изменением сопротивления устанавливают ток заряда на летний период 20—30 А, на зимний — 30—40 А.

Проверку работы электрической схемы генератора на холостом ходу делают для определения силы тока и напряжения в цепях и правильности сборки схемы.

Настройку характеристик тягового генератора ведут последовательно. На последней позиции контроллера сначала настраивают селективную характеристику при отключенной регулировочной обмотке амплистата путем изменения сопротивлений в цепях амплистата. Настроенная характеристика должна максимально приближаться к паспортной кривой II (рис. 233). Внешнюю характеристику I настраи-

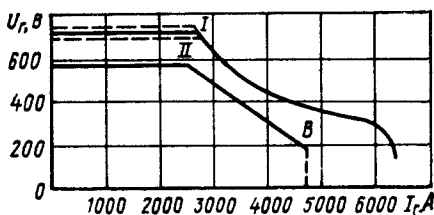


Рис. 233. Внешняя (I) и селективная (II) характеристики генератора

вают также на последней позиции контроллера, но при включенной регулировочной обмотке амплистата.

Настройка пусковых характеристик необходима для улучшения пусковых свойств тепловоза, при которых возможно иметь большой пусковой ток на малых позициях контроллера и большую силу тяги, что облегчает трогание тепловоза с места.

Настройка характеристики аварийного режима необходима для обеспечения следования тепловоза при одном отключенном двигателе.

Настройку реле переходов производят на 15-й позиции контроллера машиниста при настроенной внешней характеристике тягового генератора и прогретых электрических машинах. Изменением сопротивления в цепи катушек реле добиваются, чтобы включение и выключение реле происходило при определенных значениях силы тока генератора.

84. Сдаточный этап испытаний и обкатка тепловоза

При сдаточных испытаниях дизель-генератор работает в течение 40—50 мин на максимальной приведенной мощности, после чего на этом режиме измеряют и проверяют параметры дизель-генераторной установки.

Для тепловоза 2ТЭ10М (В) параметры дизеля должны быть:

1) температура выпускных газов по цилиндрам не должна превышать 430 °С при нормальных атмосферных условиях (температура +20 °С, давление 1013 гПа, относительная влажность 70 %), разность температур по цилиндрам не более 60 °С;

2) давление сгорания топлива в цилиндрах более 10,5 МПа, а разность давлений по цилиндрам допускается не более 0,8 МПа;

3) давление воздуха в воздушном коллекторе дизеля 0,11—0,14 МПа при нормальных атмосферных условиях;

4) давление масла, выходящего из дизеля, при его температуре 70 °С не ниже 0,17 МПа при максимальной частоте вращения вала и 0,06 МПа при минимальной частоте вращения;

5) температура воды, выходящей из дизеля, не более 90 °С, а температура масла — более 85 °С.

Кроме того, проверяют: нет ли дымности в работе отдельных цилиндров, выпускные газы на режиме максимальной мощности должны быть светло-серого цвета или бесцветные; ритмично ли работает дизель, нет ли ненормального стука или шума; устойчиво ли работает объединенный регулятор; каплепадение топлива из сливных трубок форсунок и насосов (не более 25 капель в минуту) и воды по сальнику водяного насоса (не менее 10 капель в минуту); равномерность нагрева секций радиатора холодильника на разных уровнях, а также смежных секций; степень нагрева подшипников дизеля, электрических машин и агрегатов; срабатывание защиты при повышении давления в картере дизеля (при искусственно созданном разряжении до замыкания контактов дифманометра); работу механизма аварийной остановки дизеля; нет ли искрения из-под щеток электрических машин; момент срабатывания реле давления масла (медленно уменьшая частоту вращения дизеля); давления воздуха под коллектором каждого электродвигателя при максимальной частоте вращения.

После испытаний пломбируют реле давления масла, общий упор, ограничивающий максимальную подачу топлива насосами, регулировочную тягу объединенного регулятора.

Обкатка тепловоза. Перед обкаткой устраняют все дефекты, выявленные в процессе реостатных испытаний, тепловоз полностью укомплектовывают инструментом и инвентарем, средствами пожаротушения, сигнальными принадлежностями.

При обкатке проверяют: правильность взаимодействия отдельных элементов оборудования в обоих направлениях движения при одиночной и сочлененной работе секций и при управлении; параметры срабатывания реле переходов (ток, скорость), распределение тока по отдельным электродвигателям и их группам; работу электрической схемы на аварийном режиме.

85. Грузовой тепловоз 2ТЭ121

Двухсекционный тепловоз 2ТЭ121 спроектирован и построен производственным объединением «Ворошиловградтепловоз». Он оборудован двумя дизель-генераторами типа 2В-9ДГ мощностью (по дизелям) 5880 кВт и электропередачей переменного тока. Экипажная часть каждой секции состоит из двух одинаковых трехосных тележек. Связи тележек с рамой тепловоза обеспечивают возможность ее поворота и поперечного перемещения относительно кузова. Рессорное подвешивание — сбалансированное. Оно состоит из цилиндрических пружин, листовых рессор и балансиров. Статический прогиб первой ступени подвешивания равен примерно 100 мм; вторая ступень, выполненная в виде резинометаллических опорных элементов, имеет статический прогиб 16—18 мм. Вертикальная нагрузка на локомотиве передается от хомута листовой рессоры к буксам снизу. Тяговые и тормозные силы передаются от букс к рамам тележек через поводки.

Колесные пары имеют диаметр 1250 мм. Подвешивание тяговых электродвигателей — опорно-рамное, а осевого редуктора — опорно-осевое. Передача вращающего момента от электродвигателя к редуктору осуществляется через торсионный вал, проходящий внутри полого вала якоря, и упругие муфты с резиновыми элементами.

Кузов тепловоза несущей конструкции с одной съемной кабиной на переднем конце, установленной на амортизаторах. В средней части каждой секции установлен дизель типа 2А-5Д49 мощностью 2940 кВт при номинальной частоте вращения вала 1000 об/мин. Дизель четырехтактный шестнадцатилитровый V-образный с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха. Тяговый синхронный генератор трехфазного переменного тока вместе со вспомогательным синхронным генератором мощностью 400 кВт составляют так называемый однокорпусный агрегат. Тяговый генератор через полупроводниковую выпрямительную установку питает электроэнергией тяговые электродвигатели, а вспомогательный генератор — электродвигатели вентиляторов охлаждающего устройства.

Рядом с однокорпусным агрегатом установлен мощный осевой вентилятор централизованной системы охлаждения электрических машин, который подает охлаждающий воздух в тяговый и вспомогательный генераторы, тяговые двигатели, выпрямительную установку. Вентилятор имеет механический привод от дизеля через вал однокорпусного агрегата и угловой редуктор. Диаметр вентиляторного колеса 900 мм, номинальная часть вращения 2136 об/мин. Преимуществами централизованной системы являются сокращение числа единиц вспомогательного оборудования, удобство компоновки и более высокий коэффициент полезного действия.

Охлаждение дизеля выполнено по двухконтурной схеме. В первом (горячем) контуре циркулирует вода, охлаждающая цилиндры втулки, крышки и выпускные коллекторы, во втором — вода, охлаждающая наддувочный воздух и масло дизеля. Холодильные камеры расположены в задней части секции; каждая камера состоит из двух отсеков, разделенных съемной перегородкой, в каждом отсеке установлены сверху мотор-вентилятор с поворотными лопастями, а по сторонам — блоки радиаторных секций. Регулирование и поддержание заданных температур охлаждающих жидкостей осуществляет пневматическая система автоматического регулирования отдельно по контурам. Верхние и боковые жалюзи холодильной камеры открываются и закрываются по сигналам датчиков температурных реле, угол поворота лопастей вентиляторных колес изменяется плавно в зависимости от температур теплоносителей. Система автоматического регулирования поддерживает при полной мощности температуры

Основные технические данные тепловоза 2ТЭ121

Род службы	Грузовой
Конструкционная скорость, км/ч	100
Служебная масса, т	150×2=300
Осевая характеристика	2(3 ₀ +3 ₀)
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	245
Мощность (по дизелям), кВт	2940×2
Удельный расход топлива дизелем, г/(кВт·ч)	210
Тип дизеля	16СН-26/26 (2А-5Д49)
Охлаждающее устройство	Водяное, двухконтурное, с автоматическим регулированием температур теплоносителей
Система охлаждения электрических машин	Централизованная
Тип тормоза	Пневматический (колочный) и электрический (реостатный)
Диаметр колес (по кругу катания), мм	1250
Наименьший радиус проходимых кривых, м	125
Запас топлива, кг	7500×2=15 000
Запас песка, кг	1000×2=2000
Длина по осям автосцепок, мм	21 000×2
Наибольшая высота от головки рельса, мм	5110
Наибольшая ширина, мм	3200
Колесная база, мм	16 700

воды и масла на выходе из дизеля соответственно 90 и 75 °С.

Тепловоз оборудован пневматическим тормозом с двусторонним расположением колодок на каждом колесе и электрическим реостатным тормозом; блоки тормозных резисторов и вентиляторы для их охлаждения размещены в передней части секций в крышевых отсеках.

Тепловоз 2ТЭ121 развивает на расчетном режиме мощность на валах тяговых электродвигателей порядка 4880 кВт, касательную силу тяги примерно 640 кН при скорости 25 км/ч. Это позволяет при расчетном подъеме 9 ‰ водить поезда массой до 6200 т.

86. Грузовой тепловоз ТЭ136

Макетный образец тепловоза ТЭ136 был изготовлен ПО «Ворошиловградтепловоз» в конце 1984 г. На тепловозе установлен четырехтактный 20-цилиндровый V-образный дизель, развивающий мощность 4420 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1100 об/мин, при этом удельный расход дизельного топлива составляет около 220 г/(кВт·ч). Тепловозы такой большой мощности необходимы для успешного освоения растущего грузооборота, увеличения пропускной и особенно провозной способности железных дорог, повышения массы составов и снижения расходов на ремонт и содержание локомотивных бригад.

В конструкции этого локомотива использованы достижения современного тепловозостроения. На тепловозе установлен тяговый агрегат, состоящий из синхронного генератора и генератора электроснабжения. Тяговый генератор мощностью 4080 кВт питает восемь тяговых электродвигателей через полупроводниковую выпрямительную установку. Тяговые электродвигатели последовательного возбуждения имеют опорно-рамное подвешивание.

Пуск дизеля — воздушный с использованием мотор-компрессора, нагнетающего воздух до давления 9 МПа. Вода дизеля охлаждается в воздушных секциях, а масло — в водомасляном теплообменнике. В камере охлаждающего устройства установлены два вентилятора с колесами диаметром 1700 мм и электрическим приводом.

Тяговый генератор, тяговые электродвигатели, выпрямительная установка и другое электрооборудование охлаждаются воздухом, поступающим к ним от централизованной системы воздушного снабжения. На тепловозе установлен реостатный тормоз мощностью 6000 кВт, оснащенный электронным устройством для автоматического регулирования скорости поезда.

Тепловоз оборудован устройствами, позволяющими эксплуатировать его в суровых условиях Сибири и Крайнего Севера. В двухсекционном исполнении этот локомотив сможет при расчетном подъеме 9 ‰ водить поезда массой до 9000 т.

После завершения заводских, тягово-теплоготехнических и эксплуатационных испытаний такие тепловозы в двенадцатой пятилетке начнут поступать на магистрали страны.

Основные технические данные тепловоза ТЭ136

Род службы	Грузовой
Конструкционная скорость, км/ч	100
Служебная масса, т	200
Осевая характеристика	2 ₀ +2 ₀ —2 ₀ +2 ₀
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	245
Мощность (по дизелю), кВт	4420
Удельный расход топлива дизелем, г/(кВт·ч)	220
Тип дизеля	20СН 26/26 (1Д49)
Охлаждающее устройство	Водяное с автоматическим регулированием температур теплоносителя
Система охлаждения электрических машин и аппаратов	Централизованная
Тип тормоза	Пневматический (колодочный) и электрический (реостатный)
Диаметр колес (по кругу катания), мм	1250
Сила тяги при трогании, кН	600
Расчетная сила тяги (при скорости 24 км/ч), кН	480
Запас топлива, кг	7500
Запас песка, кг	1000
Запас масла, кг	1150
Запас воды, кг	1100
Длина по осям автосцепки, мм	24750

87. Пассажирский тепловоз ТЭП75

Одосекционный тепловоз ТЭП75 спроектирован и построен производственным объединением «Коломенский тепловозостроительный завод». На тепловозе установлен 20-цилиндровый дизель типа 1Д49 мощностью 4420 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1100 об/мин. Дизель оборудован системой двухступенчатого газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением воздуха после каждой ступени. Охлаждается наддувочный воздух в воздуховоздушных охладителях, т.е. без промежуточного теплоносителя, непосредственно воздухом из окружающей среды. Это упрощает конструкцию системы и позволяет уменьшить общую поверхность и массу теплообменных аппаратов. Дизель оборудован устройством, корректирующим подачу топлива в цилиндры в зависимости от давления

наддувочного воздуха, что улучшает качество переходных процессов.

Передача тепловоза — переменного тока. Синхронный тяговый генератор и генератор электроснабжения состава пассажирского поезда сконструированы в одном корпусе, составляя так называемый тяговый агрегат. На тепловозе установлено шесть тяговых электродвигателей постоянного тока с последовательным возбуждением мощностью 600 кВт каждый. Подвешивание тяговых электродвигателей — опорно-рамное, механизм передачи вращающего момента на колесную пару состоит из полого карданного вала и двух эластичных муфт.

На тепловозе применена централизованная система охлаждения электрических машин, электроаппаратов и выпрямительной установки. Мощный осевой вентилятор, имеющий привод от дизеля через вал тягового агрегата и угловой редуктор, засасывает воздух через фильтры, расположенные в крышесвой части тепловоза.

Выпрямительная установка представляет собой единый блок вентиляв лавинного типа для выпрямления токов тягового генератора и генератора электроснабжения состава. Система автоматического регулирования возбуждения тягового генератора и объединенного регулятора дизеля обеспечивает полное использование свободной мощности дизеля на тягу и формирование тяговой характеристики. Система регулирования электрической передачи выполнена с применением электронных комплектов устройств автоматики, смонтированных в отдельные блоки.

Система охлаждения воды, масла и наддувочного воздуха — трехконтурная. В первом контуре циркулирует вода, охлаждающая детали дизеля; во втором контуре — вода, охлаждающая смазочное масло, протекающее через теплообменник; третий контур — это упомянутый выше охладитель наддувочного воздуха. Радиаторные секции первого контура установлены в холодильной камере шахтного типа; укороченные секции второго контура сконструированы вместе с вентилятором в крышесвой блоке. Воздуховоздушный охладитель пластинчатого типа также выполнен в виде крышесвой блока.

Тепловоз оборудован реостатным тормозом. Тяговые двигатели при электрическом торможении переводятся в генераторный режим, а вырабатываемая ими при этом электроэнергия поглощается в резисторах. Для охлаждения резисторов служат мотор-вентиляторы, которые потребляют электроэнергию, выработанную тяговыми двигателями в тормозном режиме. Резисторы вместе с мотор-вентиляторами размещены в крышесвой блоке. Система регулирования электрического тормоза обеспечивает автоматическое поддержание заданной скорости поезда.

Кузов тепловоза — несущей конструкции, раскосного типа. Крыша съемная, блочного типа: каждый блок представляет собой узел вспомогательного оборудования. Кузов опирается на две трехосные тележки бесчелюстного типа

Рессорное подвешивание тепловоза двухступенчатое. Первая ступень состоит из цилиндрических пружин, передающих нагрузку от рамы тележки на буксы. Вторая ступень выполнена в виде комплектов пружинных опор кузова на рамы тележек. Тяговые и тормозные силы передаются от букс на рамы тележек через поводки с резиновыми сочленяющимися элементами.

Тепловоз ТЭП75 в расчетном режиме развивает силу тяги 180 кН, что позволяет ему при подъеме 9‰ с поездом массой 1100 т (18 вагонов) развивать скорость более 80 км/ч.

Основные технические данные тепловоза ТЭП75

Род службы	Пассажирский
Конструкционная скорость, км/ч	160
Служебная масса, т	140
Осевая характеристика	3 ₀ —3 ₀
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	230
Мощность (по дизелю), кВт	4420
Удельный расход топлива дизелем, г/(кВт·ч)	220
Тип дизеля	20ЧН 26/26 (1Д49)
Охлаждающее устройство	Трехконтурное с отдельным автоматическим регулированием температур теплоносителей
Система охлаждения электрических машин и аппаратов	Централизованная
Тип тормоза	Пневматический (колодочный) и электрический (реостатный)
Диаметр колес (по кругу катания), мм	1220
Наименьший радиус проходимых кривых, м	125
Запас топлива, кг	6000
Запас песка, кг	800
Длина по осям автосцепок, мм	21700
Наибольшая высота от головки рельса, мм	5060
Наибольшая ширина, мм	3200
Колесная база, мм	16 850

88. Маневрово-вывозной тепловоз ТЭМ7

Эти односекционные восьмиосные тепловозы, спроектированные и построенные Людиновским тепловозостроительным заводом, предназначены для выполнения тяжелой маневровой, горочной и вывозной работы с составами массой до 7000—9000 т.

Тепловозы имеют кузов капотного типа. Кабина машиниста оборудована основным и дополнительным пультами, что позволяет управлять тепловозом одному человеку.

На тепловозах установлен 12-цилиндровый дизель типа 2-2Д49 мощностью 1470 кВт. Пуск дизеля — от стартер-генератора. Передача электрическая переменного-постоянного тока состоит из синхронного тягового генератора мощностью 1310 кВт, полупроводниковой выпрямительной установки, восьми тяговых электродвигателей постоянного тока типа ЭД-120 мощностью 135 кВт каждый, возбuditеля и комплекта электрической аппаратуры. Вспомогательные электрические машины установлены на главной раме и имеют привод от специального раздаточного редуктора, соединенного с валом отбора мощности. Тяговые электрические машины и аппараты охлаждаются от системы централизованного воздухообеспечения. Воздух подается от осевого высоконапорного вентилятора, который приводится во вращение от вала тягового генератора через эластичную муфту и конический повышающий редуктор. На тепловозе применена двухконтурная система охлаждения воды, масла и наддувочного воздуха.

Особый интерес представляет экипажная часть тепловоза. Условия эксплуатации при большой силе тяги и относительно небольшой нагрузке от оси на рельсы, а также необходимость работы в кривых малого радиуса потребовали создания нового типа экипажа, состоящего из двух четырехосных тележек; каждая из них включает две двухосные бесчелюстные тележки, которые объединены промежуточной рамой. Между кузовом и промежуточной рамой расположена вторая ступень рессорного подвешивания и роликовые опоры кузова. Вторая ступень подвешивания выполнена из витовых пружин со статическим прогибом 126 мм и гидравлических гасителей колебаний. Роликовые опоры обеспечивают поворот промежуточной рамы относительно кузова. Промежуточная рама опирается на рамы двухосных тележек через маятниковое устройство, благодаря которому возможны поворот и относ тележек в горизонтальной плоскости.

Тележки могут поворачиваться также и в вертикальной плоскости относительно промежуточной рамы, а вместе с ней и относительно главной рамы тепловоза. Тяговые и тормозные силы от двухосных тележек к промежуточной раме передаются через шарнирно-рычажные механизмы с наклонными тягами. От промежуточной рамы на раму кузова тепловоза силы передаются посредством низкоопущенного шкворня. Первая (буксовая) ступень рессорного подвешивания состоит из двойных цилиндрических пружин. Подвешивание индивидуальное, усилия от букс на рамы тележек передаются через поводки. Статический прогиб первой ступени рессорного подвешивания — 46 мм, гасители колебаний в этой ступени отсутствуют.

Проведенные испытания показали высокие динамические качества экипажной части тепловоза ТЭМ7.

Основные технические данные тепловоза ТЭМ7

Род службы	Маневрово-вывозной
Конструкционная скорость, км/ч	100
Служебная масса, т	180
Осевая характеристика	2 ₀ +2 ₀ -2 ₀ +2 ₀
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	225
Мощность (по дизелю), кВт	1470
Удельный расход топлива дизелем, г/(кВт·ч)	210
Тип дизеля	12ЧН 26/26 (2-2Д49)
Охлаждающее устройство	Двухконтурное с автоматическим регулированием температур теплоносителей
Система охлаждения электрических машин и аппаратов	Централизованная
Тип тормоза	Пневматический (колодный)
Тип тележки	Четырехосная с промежуточной рамой
Статический прогиб рессорного подвешивания (суммарный), мм	172
Диаметр колес (по кругу катания), мм	1050
Наименьший радиус проходимых кривых, м	80
Запас топлива, кг	6000
Запас песка, кг	2300
Длина по осям автосцепок, мм	21 500
Наименьшая высота от головки рельса, мм	4592
Наибольшая ширина, мм	3210
Колесная база, мм	17 200
Расстояние между шкворнями четырехосных тележек, мм	10 900
База двухосной тележки, мм	2100
База четырехосной тележки, мм	6300

Тепловозы ТЭ121, ТЭ136, ТЭП75 и ТЭМ7 являются опытными типами перспективных локомотивов. Их успешная конструктивно-технологическая доводка и дальнейшее освоение в эксплуатации в значительной степени определяют решение проблем, связанных с повышением провозных способностей теплового полигона железных дорог и улучшением технико-экономических показателей тепловозной тяги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1978. 239 с.
2. Дробинский В. А., Егунов П. М. Как устроен и работает тепловоз. М.: Транспорт, 1980. 367 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) / А: Э. Симсон, А. З. Хомнч, А. А. Курнц и др. М.: Транспорт, 1980. 384 с.
4. Инструкция по формированию и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм: ЦТ/4351. М.: Транспорт, 1988. 88 с.
5. Тепловоз 2ТЭ10В: Руководство по эксплуатации и обслуживанию. М.: Транспорт, 1975. 432 с.
6. Пассажирский тепловоз ТЭП70 / В. Г. Быков, В. Н. Морошкин, Г. Е. Серделевич, Ю. В. Хлебников, В. М. Ширяев. М.: Транспорт, 1976. 232 с.
7. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ2А. М.: Транспорт, 1980. 135 с.
8. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов типа ТЭ3 и ТЭ10: ЦТ/4410. М.: Транспорт, 1988.
9. Пойда А. А., Кокошинский И. Г., Хуторянский Н. М. Механическое оборудование тепловозов. М.: Транспорт, 1978. 415 с.
10. Развитие локомотивной тяги / Н. А. Фурьянский, А. Н. Долганов, А. С. Нестрахов и др.; Под ред. Н. А. Фурьянского, А. Н. Бевзенко. М.: Транспорт, 1988. 340 с.
11. Регулирование частоты вращения и мощности дизель-генераторов тепловозов / Б. Н. Струнге, П. М. Канило, И. М. Невелев, В. А. Рузов. М.: Транспорт, 1976. 112 с.
12. Тепловозы: конструкция, теория и расчет / И. П. Бородулин, Е. Д. Бренер, Е. С. Гречищев и др.; Под ред. Н. И. Панова. М.: Машинностроение, 1976. 544 с.
13. Тепловозы ТЭМ1, ТЭМ2 / П. М. Аронов, В. А. Бажинов, Д. А. Батурин и др.; Под ред. Е. Ф. Сдобникова. 2-е изд. исправл. и допол. М.: Транспорт, 1978. 278 с.
14. Тепловоз ТЭМ2. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. М.: Транспорт, 1983. 239 с.
15. Пассажирский тепловоз ТЭП60 / Г. А. Жилин, М. С. Малинов, А. М. Родов и др. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Транспорт, 1976. 376 с.
16. Тепловоз 2ТЭ116 / С. П. Филонов, А. И. Гибалов, В. Е. Быковский и др. М.: Транспорт, 1985. 328 с.
17. Тепловозы: основы теории и конструкции. Учебник для техникумов ж.-д. трансп. / В. Д. Кузьмич, И. П. Бородулин, Э. А. Пахомов, Г. М. Русаков; Под ред. В. Д. Кузьмича. М.: Транспорт, 1982. 317 с.
18. Тепловозные дизели типа Д49 / Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков и др.; Под ред. Е. А. Никитина. М.: Транспорт, 1982. 255 с.
19. Технология ремонта тепловозов. Учебник для техникумов ж.-д. трансп. / В. П. Иванов, И. Н. Вождаев, Ю. И. Дьяконов, А. Я. Углинский; Под ред. В. П. Иванова. М.: Транспорт, 1987. 336 с.
20. Якобсон П. Я. История тепловоза в СССР. М.: Трансжелдориздат, 1960. 212 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел I Основы устройства и характеристики тепловозов

Глава I

Общие сведения о тепловозах

1. СССР — родина тепловоза	3
2. Основные сведения об устройстве и работе тепловозов	4
3. Технико-экономические показатели тепловозов	8
4. Классификация и обозначение серий тепловозов	9

Глава II

Устройство и технические характеристики тепловозов

5. Магистральные тепловозы	10
6. Маневровые тепловозы	23
7. Технические и тяговые характеристики магистральных и маневровых тепловозов	26

Раздел 2 Дизели и вспомогательное оборудование тепловозов

Глава III

Общие сведения о двигателях внутреннего сгорания

8. Основы работы двигателей внутреннего сгорания	28
9. Наддув дизелей	31

Глава IV

Основы тепловых процессов дизелей

10. Основные термодинамические процессы и циклы	33
11. Индикаторные диаграммы рабочего процесса четырех и двухтактных дизелей	36
12. Горение топлива в цилиндрах дизеля	40
13. Тепловой баланс дизелей	44

Глава V

Мощность, к. п. д. и характеристики дизелей

14. Мощность и к. п. д. дизеля	45
15. Измерение давления в цилиндрах и снятие индикаторных диаграмм дизелей	47
16. Основные требования к тепловозным дизелям и технические данные	50
17. Технико-экономические характеристики тепловозных двигателей	53

Глава VI

Устройство тепловозных дизелей

18. Дизель 10Д100	56
19. Дизель 2А-5Д49	62
20. Дизель ПД1М	66

Глава VII

Блоки цилиндров

21. Поддизельные рамы и карты	70
22. Блоки дизелей. Глушители	73
23. Втулки цилиндров блока	77

Глава VIII

Коленчатые валы и их подшипники

24. Коленчатые валы	79
---------------------	----

25. Коренные подшипники	82
26. Общие понятия о крутильных колебаниях коленчатого вала дизеля. Антивибраторы	86

Глава IX

Шатунно-поршневая группа дизеля

27. Поршни	89
28. Поршневые кольца	92
29. Шатуны	94
30. Силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме дизеля	96

Глава X

Крышки цилиндров и газораспределительные механизмы

31. Крышки цилиндров	99
32. Газораспределительные механизмы	101

Глава XI

Топливоподающие устройства дизелей

33. Работа топливоподающей аппаратуры	106
34. Топливные насосы и их привод	109
35. Форсунки	113

Глава XII

Автоматическое регулирование частоты вращения коленчатого вала и нагрузки дизеля. Системы управления двигателем

36. Основы работы и устройства регуляторов	115
37. Система управления дизелем 10Д100	127
38. Система управления дизелем ПД1М	131

Глава XIII

Системы воздухообеспечения тепловозных дизелей

39. Схемы систем воздухообеспечения	134
40. Оборудование систем воздухообеспечения дизелей	137

Глава XIV

Системы дизелей

41. Топливные системы	150
42. Масляные системы	158
43. Водяные системы тепловозов	168

Глава XV

Охлаждающие устройства и приводы вентиляторов

44. Назначение и принцип действия охлаждающих устройств	174
45. Особенности охлаждающих устройств тепловозов 2ТЭ10М, ТЭП70 и ТЭМ2	176
46. Секции радиаторов охлаждающего устройства и теплообменники	181
47. Вентиляторные колеса и их привод	182
48. Автоматическое регулирование температуры воды и масла дизеля	192

Глава XVI

Вспомогательное оборудование тепловозов

49. Отбор мощности от дизеля для привода вспомогательного оборудования	196
50. Вентиляторы охлаждения электрических машин и их привод	200
51. Привод скоростемера	205

Раздел 3 Экипажная часть тепловоза

Глава XVII

Основные сведения об экипажной части

52. Общие сведения	208
53. Взаимодействие экипажа с рельсовым путем	209
54. Устройство тележек тепловозов	215
55. Рамы тележек	222

Глава XVIII

Опорно-возвращающие устройства и рессорное подвешивание

56. Опорно-возвращающие устройства	225
57. Рессорное подвешивание	232

Глава XIX

Колесные пары и их привод

58. Колесные пары	240
59. Буксы	246
60. Подвешивание тяговых электродвигателей	251

Глава XX

Устройство рам и кузовов. Песочная система и противопожарная установка

61. Рамы и кузова тепловозов	260
62. Санитарно-гигиенические требования к кабинам машиниста	267
63. Ударно-тяговые устройства	269
64. Песочная система	272
65. Противопожарное оборудование	273

Раздел 4

Ремонт тепловозов

Глава XXI.

Основы организации технического обслуживания и ремонта тепловозов

66. Система организации технического обслуживания и ремонта	275
67. Изнашивание деталей и способы их восстановления	276
68. Методы и средства повышения надежности и долговечности деталей тепловозов	281

Глава XXII

Подготовка тепловоза и его сборочных единиц к ремонту

69. Подготовка тепловоза к ремонту и его разборка	282
70. Очистка деталей тепловоза	285
71. Освидетельствование и проверка деталей	286

Глава XXIII

Ремонт экипажной части тепловозов

72. Рамы тележек	288
73. Колесные пары	289
74. Ревизия букс	292
75. Элементы тягового привода	293
76. Ремонт рессорного подвешивания и сцепного оборудования	297

Глава XXIV

Ремонт дизеля и вспомогательного оборудования

77. Объем работ, выполняемых по дизелю при ТО и ТР	299
78. Ремонт шатунно-поршневой группы дизеля	300
79. Проверка и ремонт топливных насосов и форсунок	304
80. Регулирование частоты вращения коленчатого вала	305
81. Неисправности оборудования систем дизеля	307

Глава XXV

Испытания тепловоза после ремонта

82. Виды испытаний и подготовка к ним	310
83. Обкаточный этап испытаний	311
84. Сдаточный этап испытаний и обкатка тепловоза	313

Глава XXVI

Тепловозы 2ТЭ121, ТЭ136, ТЭП75, ТЭМ7

85. Грузовой тепловоз 2ТЭ121	314
86. Грузовой тепловоз 2ТЭ136	315
87. Пассажирский тепловоз ТЭП75	315
88. Маневрово-вывозной тепловоз ТЭМ7	316
Список литературы	318

*Пойда Афанасий Арсентьевич,
Хуторянский Николай Михайлович,
Кононов Владимир Ефимович*

ТЕПЛОВОЗЫ

Переплет художника *Ю. А. Ноздрина*

Технический редактор *М. А. Шуйская*

Корректор-вычитчик *Е. И. Белукова*

Корректор *В. А. Спиридонова*

ИБ № 2670

Сдано в набор 21.08.87. Подписано в печать 11.04.88. Т-05363. Формат 70×100^{1/16}.
 Бум. офс. № 2. Гарнитура литературная. Офсетная печать. Усл. печ. л. 26,0
 Усл. кр.-отт. 52,0. Уч.-изд. л. 30,69. Тираж 40 000 экз. Заказ 645. Цена 1 р. 20 к.

Изд. № 1-1-3/1 № 2085.
 Ордена «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ», 103064, Москва, Басманный туп., 6а.

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
 по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
 129041, Москва, Б. Переяславская ул., д. 46.